

Министерство образования и науки Российской Федерации
Федерального государственного бюджетного образовательного
учреждения высшего образования
«Тюменский индустриальный университет»

На правах рукописи



ЯЗЬКОВ Алексей Викторович

**ПОВЫШЕНИЕ ЭФФЕКТИВНОСТИ ЭКСПЛУАТАЦИИ
СКВАЖИН С ЭЛЕКТРОЦЕНТРОБЕЖНЫМИ
НАСОСАМИ В УСЛОВИЯХ МНОГОФАЗНОГО ФЛЮИДА
ЗА СЧЕТ РЕГУЛИРОВАНИЯ ТЕПЛОВОГО РЕЖИМА**

Специальность 01.04.14 - Теплофизика и теоретическая теплотехника

ДИССЕРТАЦИЯ
на соискание ученой степени
кандидата технических наук

НАУЧНЫЙ РУКОВОДИТЕЛЬ:

доктор технических наук,
профессор Грачев С.И.

Тюмень – 2017

ОГЛАВЛЕНИЕ

ВВЕДЕНИЕ.....	4
ГЛАВА 1 ОБЗОР ЛИТЕРАТУРЫ.....	11
ГЛАВА 2 ПОГРУЖНОЙ ЭЛЕКТРОДВИГАТЕЛЬ КАК ТЕПЛОВОЙ ИСТОЧНИК.....	13
2.1 Устройство и характеристики погружных электродвигателей	13
2.2 ПЭД как тепловой источник	16
2.3 Выводы к главе 2	18
ГЛАВА 3 МОДЕЛЬ ТЕПЛОПЕРЕДАЧИ В СКВАЖИНЕ ПРИ ЭКСПЛУАТАЦИИ УЭЦН.....	19
3.1 Математическая модель теплообмена между ПЭД и трехфазным флюидом.....	19
3.2 Расчёт коэффициентов конвективной теплоотдачи и теплопроводности двигателя	28
3.3 Расчёт теплофизических свойств водонефтегазовой смеси	36
3.4 Модель пузырьковой структуры потока	48
3.5 Выводы к главе 3	60
ГЛАВА 4 ИССЛЕДОВАНИЕ ТЕПЛОВОГО РЕЖИМА ПОГРУЖНОГО ЭЛЕКТРОДВИГАТЕЛЯ	61
4.1 Программа для численного моделирования	61
4.2 Апробация модели на основе экспериментальных данных	62
4.3 Моделирование теплового режима ПЭД.....	65

4.3.1 Характеристика месторождения для исследования теплового режима	65
4.3.2 Влияние обводненности на температуру двигателя	65
4.3.3 Влияние газового фактора на температуру двигателя	67
4.3.4 Влияние температуры флюида на охлаждение двигателя	68
4.3.5 Влияние диаметра колонны на температуру двигателя	69
4.3.6 Влияние мощности ПЭД на его температуру.....	71
4.3.7 Экономический эффект.....	72
4.4 Выводы к главе 4	73
 ГЛАВА 5 ОСОБЕННОСТИ ТЕПЛООБМЕНА ПОГРУЖНОГО	
ЭЛЕКТРОДВИГАТЕЛЯ С ЖИДКОСТНЫМ ПОТОКОМ В	
УСЛОВИЯХ ВЫНОСА МЕХАНИЧЕСКИХ ПРИМЕСЕЙ.....	
	76
5.1 Анализ современных исследований по влиянию механической примеси	76
5.2 Учет в математической модели теплообмена влияния механических примесей.....	84
5.3 Исследование влияния механической примеси.....	87
5.4 Выводы к главе 5	94
ЗАКЛЮЧЕНИЕ	95
СПИСОК СОКРАЩЕНИЙ И УСЛОВНЫХ ОБОЗНАЧЕНИЙ	97
СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ	98

ВВЕДЕНИЕ

Актуальность темы

В настоящее время большинство механизированного фонда скважин компаний оборудовано погружными установками электроцентробежных насосов (УЭЦН). Это обусловлено тем, что УЭЦН может работать в довольно широких диапазонах по дебиту (до 1000 т/сут и выше), по глубине (до 3000 м и выше), а также могут обеспечивать высокие перепады давления (более 20 МПа). Геологические и технологические условия эксплуатации УЭЦН вызывают ряд осложнений, которые могут привести к сбою в одном из узлов УЭЦН и отказу всей насосной установки [1,2,3,4,5,6,7,8,9,10]. Одним из доминирующих осложняющих факторов является тепловое взаимодействие скважинной продукции и узлов УЭЦН, приводящее к преждевременному выходу из строя погружного электродвигателя (ПЭД) и кабельных линий. Анализ межремонтного периода работы погружных установок показывает, что в 27-35% случаев (см. [11]) поломка происходит по причине недостаточного охлаждения двигателя и подводящих кабелей. Снижение негативного влияния данного фактора требует понимание физических процессов, происходящих при механизированной добыче нефти, в частности, формирования гидродинамического потока той или иной структуры и процесса теплообмена в соответствующих гидродинамических условиях. Такое понимание может быть достигнуто на основе математической модели теплообмена между скважинной продукцией и УЭЦН, с помощью которой возможно будет прогнозировать последствия влияния этого фактора и выполнять действия, которые являются “упреждающими”, а не “исправляющими”. Таким образом, исследование процесса теплообмена между ПЭД и многофазным флюидом является актуальным.

Цель диссертационной работы

Повышение эффективности эксплуатации механизированного фонда скважин, оборудованных УЭЦН с ПЭД, с помощью моделирования процесса теплообмена между ПЭД и пластовым флюидом с учетом наличия газовой и твердой фаз.

Идея диссертационной работы

Повышение эффективности эксплуатации механизированного фонда скважин в условиях омывания ПЭД многофазной скважинной продукцией может быть достигнуто за счет предварительного моделирования процесса теплообмена между ПЭД и многофазной смесью и последующего применения результатов для контроля и регулирования теплового режима.

Задачи исследований

1. Построение стационарной математической модели теплообмена между ПЭД и многофазной пластовой смесью, состоящей из газовой, нефтяной и водной фаз, и учитывающей различные характеристики погружного оборудования.
2. Создание программы для численных расчетов и апробация построенной модели на фактические результаты эксплуатации скважин, оборудованных УЭЦН с системой телеметрии.
3. Исследование на основе математических экспериментов влияния свойств флюида и характеристик погружного оборудования на охлаждение электродвигателя и разработка методики по прогнозу оптимального теплового режима ПЭД при выводе на режим и эксплуатации скважин.
4. Построение математической модели теплоотдачи между ПЭД и песчано-жидкостной смесью на основе современных экспериментальных данных по влиянию механической примеси на процесс теплоотдачи между твердой поверхностью и жидкостью.

5. Исследование на основе математических экспериментов теплообмена между ПЭД и песчано-жидкостной смесью и разработка методики по прогнозу оптимального теплового режима ПЭД при выводе на режим и эксплуатации скважин, оборудованных УЭЦН с ПЭД, в условиях меняющихся характеристик газожидкостной смеси и выноса механической примеси.

Методы исследования

Работа выполнена в соответствии со стандартными методами теоретических исследований и методов численного моделирования (построение математической модели теплообмена между ПЭД и многофазной пластовой смесью; численное моделирование в условиях меняющихся свойств флюида и различных параметров погружного оборудования и др.).

Научная новизна

1. Разработана стационарная математическая модель теплообмена между ПЭД и трехфазной пластовой смесью, учитывающей наличие газовой и водной фаз, для скважин с объемным содержанием газа на приеме насоса не более 25-50% для пузырьковой структуры потока.

2. Усовершенствована математическая модель теплоотдачи между ПЭД и жидкостью, учитывающей наличие твердой фазы.

3. Для скважин с выносом механической примеси сформулированы математические условия, при которых коэффициент теплоотдачи между ПЭД и песчано-жидкостной смесью может достигать значений в два раза больших значений коэффициента теплоотдачи для чисто жидкостной фазы, что благоприятно сказывается на охлаждении двигателя. Данный эффект достигается за счет разрушения вязкого пограничного слоя песчаными частицами в турбулентном потоке.

4. Показана методика расчета условий оптимального теплового режима ПЭД в зависимости от обводненности, содержания газовой фазы

и механической примеси при выводе скважины на режим и ее длительной эксплуатации.

Защищаемые положения

1. Использование разработанной математической модели теплообмена и программы для численного моделирования на основе ее позволяет в нефтяных механизированных скважинах с газосодержанием на приёме насоса не более 25-50% прогнозировать тепловой режим ПЭД в условиях меняющихся свойств флюида и параметров погружного оборудования и вырабатывать рациональные условия эксплуатации скважин.

2. Использование установленного характера влияния механической примеси на процесс теплообмена между ПЭД и песчано-жидкостной смесью и учет его в математической модели позволяет прогнозировать оптимальные условия, при которых коэффициент теплоотдачи может быть увеличен в два раза по сравнению с коэффициентом теплоотдачи для чисто жидкостной фазы, т.е. механическая примесь может быть использована в качестве инструмента для интенсификации теплообмена между ПЭД и скважинной продукцией.

Достоверность научных положений, выводов и рекомендаций

Достоверность авторской математической модели и практических рекомендаций на основе нее подтверждается использованием современных экспериментальных исследований в области теплообмена многофазных систем, применением теоретических законов физики тепломассопереноса в многофазных системах, практической апробацией для разных условий и многочисленными математическими экспериментами по имитационному моделированию процессов теплообмена между многофазной смесью и погружным электродвигателем.

Практическое значение работы

1. На основе математической модели разработана программа для численного расчета процесса теплообмена между ПЭД и флюидом при различных свойствах флюида и технологических параметрах.

2. Разработана методика регулирования теплового режима двигателя, которая позволяет сделать расчет теплового режима ПЭД при подборе УЭЦН и при эксплуатации ПЭД в скважине с меняющимися технологическими параметрами (обводненность, газовый фактор и др.), снизить количество остановок двигателя на охлаждение во время вывода скважины на режим, а значит, уменьшить вероятность перегрева двигателя, сократить потери добычи и затраты компании на ремонт оборудования.

3. На примере месторождений Томской области получены условия оптимального теплового режима ПЭД в зависимости от обводненности и содержания газовой фазы при длительной эксплуатации скважины.

4. Показано, что путем оптимизации размеров кожуха коэффициент теплоотдачи между ПЭД и песчано-жидкостной смесью может быть увеличен в два раза по сравнению с коэффициентом теплоотдачи для чисто жидкостной фазы, т.е. механическая примесь может быть использована в качестве инструмента для интенсификации теплообмена между ПЭД и скважинной продукцией.

Апробация работы

Основные положения, результаты теоретических и экспериментальных исследований, выводы и рекомендации работы докладывались на 11 научно-практических конференциях и симпозиумах, в т.ч. на I-ой Всероссийской научно-практической конференции Западно-Сибирского общества молодых инженеров нефтяников при Тюменском государственном нефтегазовом университете «Современные технологии для ТЭК Западной Сибири» (28 марта 2007г., г. Тюмень); XI

Международном научном симпозиуме имени академика М.А. Усова студентов и молодых ученых «Проблемы геологии и освоения недр» (9-14 апреля 2007г., г. Томск); XI Международной научно-практической конференции Российского общества инженеров нефти и газа «Повышение нефтегазоотдачи пластов и интенсификация добычи нефти и газа» (26-28 июня 2007г., г. Москва); Региональной научно-практической конференции молодых специалистов компании ООО «ТННЦ» (1 июня 2007 г., г. Тюмень;); Корпоративной научно-практической конференции молодых специалистов компании ТНК-ВР (16 ноября 2007 г., г. Москва); Региональной научно-практической конференции молодых специалистов компании ООО «ТННЦ» (12 мая 2008 г., г. Тюмень); II-ой Всероссийской научно-практической конференции Западно-Сибирского общества молодых инженеров нефтяников при Тюменском государственном нефтегазовом университете «Современные технологии для ТЭК Западной Сибири» (16 апреля 2007г., г. Тюмень); XII Международном научном симпозиуме имени академика М.А. Усова студентов и молодых ученых «Проблемы геологии и освоения недр» (14-17 апреля 2008г., г. Томск); XI Международной научно-практической конференции Российского общества инженеров нефти и газа «Повышение нефтегазоотдачи пластов и интенсификация добычи нефти и газа» (26-28 июня 2007г., г. Москва); XIII Международном научном симпозиуме имени академика М.А. Усова студентов и молодых ученых «Проблемы геологии и освоения недр» (6-11 апреля 2009г., г. Томск); 11th European Conference on the Mathematics of Oil Recovery (8-11 сентября 2008г., г. Берген, Норвегия).

Личный вклад соискателя

Автор лично участвовал во всех этапах процесса: в сборе и анализе исходных данных и литературных источников, построении модели вынужденного конвективного теплообмена между трехфазным потоком флюида и погружным электродвигателем, учитывающей различные свойства флюида и параметры погружного оборудования. На основе

современных экспериментальных исследований в области теплообмена многофазных систем усовершенствовал математическую модель путем включения в процесс теплообмена твердой фазы. На основе полученной модели показано, что путем оптимизации размеров кожуха коэффициент теплоотдачи между ПЭД и песчано-жидкостной смесью может быть увеличен в два раза по сравнению с коэффициентом теплоотдачи для чисто жидкостной фазы, что благоприятно скажется на охлаждении двигателя. Полученные результаты позволили выработать рекомендации для оптимальной технологической эксплуатации погружного электродвигателя.

Публикации

По теме диссертационной работы опубликовано 11 научных работ, в том числе 5 статьи в изданиях, входящих в перечень ВАК Минобрнауки России.

Структура и объем диссертационной работы

Диссертационная работа состоит из введения, 5-ти глав, библиографического списка, включающего 81 наименование, и заключения. Материал диссертации изложен на 106 страницах машинописного текста, включает 8 таблиц, 20 рисунков.

ГЛАВА 1 ОБЗОР ЛИТЕРАТУРЫ

До сих пор процесс теплообмена между ПЭД и обтекающим флюидом анализировался на основе представления флюида как однофазной системе или как о водонефтяной системе [12,13,14,15,16,17,18,19,20,21,22,23,24]. Например, в регламентах по эксплуатации ПЭД указывается минимальная допустимая скорость флюида, необходимая для охлаждения двигателя, только для воды при фиксированной температуре, которая чаще всего не приводится. Однако в условиях реальной работы УЭЦН физико-химические свойства флюида могут существенно отличаться от свойств однофазной или водонефтяной систем. Так на современных месторождениях УЭЦН эксплуатируются часто в таких физических условиях, когда забойное давление находится ниже давления насыщения нефти газом. Это неизбежно приводит к выделению газа из нефти, в результате чего в эксплуатационной колонне формируется нефтегазовый или водонефтегазовый поток, имеющий различные структуры. В таких эксплуатационных условиях ПЭД омывается трехфазным флюидом, содержащим газовую фазу, что может вызвать изменение термодинамической обстановки на глубине спуска УЭЦН и привести к ухудшению теплосъема с ПЭД или кабеля, результатом чего может быть их перегрев.

Кроме того, в современных регламентах минимальная допустимая скорость флюида указывается при номинальных значениях тока и напряжения. Однако ПЭД в основном эксплуатируются при рабочих значениях тока и напряжения, которые меньше его номинальных значений. В этом случае количество энергии, потребляемой двигателем, снижается, и как следствие, двигатель испытывает меньшие тепловые нагрузки. Поэтому для охлаждения двигателя требуется меньшие

скорости, что может смягчить требуемые условия по скорости для охлаждения ПЭД при подборе насоса.

В настоящее время большинство насосных скважин в недостаточном объеме оборудовано системой телеметрии, что затрудняет контроль эксплуатации ПЭД. Это особенно актуально при выводе скважины на режим, когда требуется в реальном времени следить за температурой двигателя. В этом случае рассчитанная с учетом выше упомянутых факторов минимальная допустимая скорость (а с ней и дебит) флюида позволит снизить количество остановок двигателя на охлаждение, а значит время простаивания скважины.

Несмотря на важность проблем, описанных выше, публикации, посвященные детальному исследованию процесса теплообмена между ПЭД и многофазной смесью, автором не обнаружены. Решение этой задачи позволит рассчитать температуру ПЭД в зависимости от скорости флюида, основываясь на действительных свойствах флюида (обводненность, газосодержание, вязкость, давление насыщения и др.), а также с учетом диаметра эксплуатационной колонны, параметров ПЭД (длина, диаметр, мощность) при действительных температуре и давлении пласта, рабочих токах и напряжениях ПЭД. Эта задача особенно важна для вывода скважины на режим в период ее пуска после бурения, капитального или текущего ремонтов. Также результаты решения этой задачи необходимы для подбора глубины спуска УЭЦН и его дальнейшей эксплуатации в скважине с меняющимися технологическими параметрами.

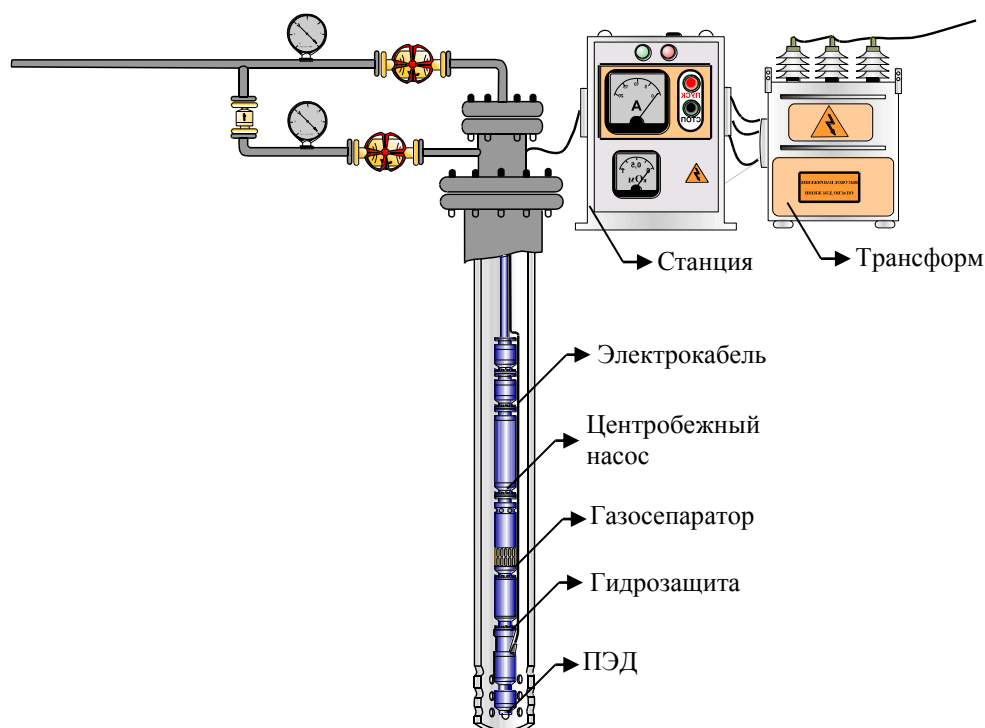
ГЛАВА 2 ПОГРУЖНОЙ ЭЛЕКТРОДВИГАТЕЛЬ КАК ТЕПЛОВОЙ ИСТОЧНИК

2.1 Устройство и характеристики погружных электродвигателей

Наиболее распространенным методом добычи нефти является добыча с использованием установок электроцентробежных насосов (УЭЦН). Типичная УЭЦН включает в себя погружное и наземное оборудование (рисунок 1).

В погружное оборудование входит: электроцентробежная установка, который спускают в скважину на колонне насосно-компрессорных труб (НКТ). электроцентробежная установка состоит из электродвигателя с гидрозащитой, газосепаратора, центробежного насоса.

К наземному оборудованию относится электрооборудование, которое состоит из станции управления и трансформатора.



Основным видом погружных электродвигателей (ПЭД), служащих для привода центробежных насосов, являются асинхронные

маслонаполненные с короткозамкнутыми роторами двигатели, вертикального исполнения, выполненные в стальном корпусе, цилиндрической формы. Схематически погружной электродвигатель показан на рисунке 2. Он состоит из: 1 - крышка; 2 - головка; 3 - пята; 4 - подпятник; 5 - пробка; 6 - обмотка статора; 7 - втулка; 8 - ротор; 9 - статор; 10 - магнит; 11 - фильтр; 12 - колодка; 13 - кабель с наконечником; 14 - кольцо; 15 - кольцо уплотнительное; 16 - корпус; 17, 18 – пробка.

Согласно регламентов двигателя предназначены для работы в среде пластовой жидкости (смесь нефти и попутной воды в любых пропорциях) с температурой до 110 °С, содержащей:

- механические примеси с относительной твердостью частиц не более 5 баллов по шкале Мооса - не более 0,5 г/л.
- сероводород: для нормального исполнения - не более 0,01 г/л; для коррозионностойкого исполнения - не более 1,25 г/л.
- свободный газ (по объему) - не более 25%.

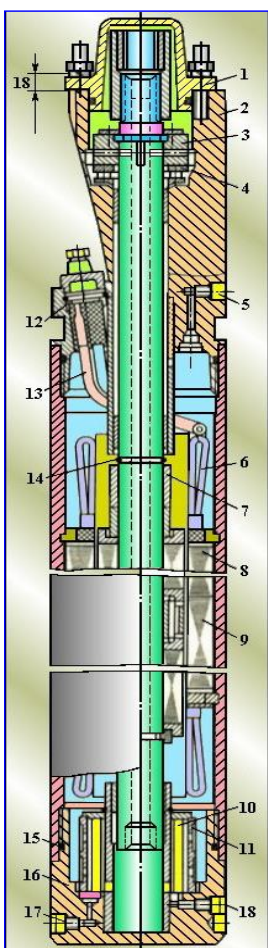


Рисунок 2 –
Погружной
электродвигатель

Как описано выше, в регламенте не проводится какой-либо зависимости температуры ПЭД от свойств и состава флюида и наличия механической примеси. Однако в реальных условиях свойства и состав пластового флюида, а также механическая примесь могут существенно влиять на предельно допустимую температуру пластового флюида.

В шифре двигателя ПЭДУСК-125-117ДВ5 ТУ 16-652.029 - 86 приняты следующие обозначения: ПЭДУ - погружной электродвигатель унифицированный; С - секционный (отсутствие буквы - несекционный); К - коррозионностойкий (отсутствие буквы - нормальное); 125 - мощность, кВт; 117 - диаметр корпуса, мм; Д - шифр модернизации гидрозащиты (отсутствие буквы - основная модель); В5 - климатическое исполнение и категория размещения.

В шифре электродвигателя ЭДК45-117В приняты следующие обозначения: ЭД - электродвигатель; К - коррозионностойкий (отсутствие буквы - нормальное исполнение); 45 - мощность, кВт;

117 - диаметр корпуса, мм; В - верхняя секция (отсутствие буквы - несекционный,

С - средняя секция, Н - нижняя секция).

Предельная длительно допускаемая температура обмотки статора электродвигателей (по сопротивлению для электродвигателей диаметром корпуса 103 мм) равна 170 °С, а остальных электродвигателей - 160 °С.

В случае нестабильного притока жидкости, динамический уровень может опуститься до критического уровня, когда развиваемый насосом напор будет недостаточен для преодоления гидростатического давления столба жидкости в НКТ. В этом случае насос перестает перекачивать жидкость и работает в холостую. Это явление называется срывом подачи. Срыв подачи может быть вызван и другими причинами:

- большое содержание свободного газа на приеме электроцентробежного насоса (это характерно для пробковой структуры потока при объемном содержании газа 25-50%);

- засорение НКТ, обратного клапана или проточных каналов в насосе;

- неисправность устьевой арматуры или нефтесборных коллекторов (отсутствие прохода).

В случае срыва подачи происходят явления, негативно влияющие на работоспособность УЭЦН:

- отсутствие движения жидкости вдоль ПЭД приводит к его повышенному нагреву;

- КПД насоса $\eta=0\%$, при этом потребляемая насосом мощность обычно не ниже 50% от номинальной. В условиях отсутствия подачи все энергия, потребляемая насосом, расходуется только на нагрев насоса и окружающей его жидкости;

- нагрев жидкости в насосе может приводить к локальному парообразованию, что в свою очередь провоцирует сухое трение в рабочих деталях насоса и их повышенный износ.

Обычно срыв подачи сопровождается такими последствиями, как плавление кабеля, нарушение герметичности гидрозащиты, электропробой изоляции обмотки статора ПЭД.

2.2 ПЭД как тепловой источник

На надежность работы погружного электродвигателя (ПЭД) влияют многочисленные факторы. В частности одним из факторов влияния на работу УЭЦН является повышенная температура эксплуатации УЭЦН и как следствие перегрев ПЭД или кабеля [11].

В настоящее время большинство насосных скважин в недостаточном объеме оборудовано системой телеметрии, что затрудняет контроль за эксплуатацией ПЭД. Это особенно актуально при выводе скважины на режим, когда требуется в реальном времени следить за температурой двигателя.

С точки зрения надежности эксплуатации УЭЦН одним из самых важных параметров является рабочая температура ПЭД. Часть электрической энергии, потребляемой ПЭД, преобразуется в джоулево тепло, которое тратится в свою очередь на нагрев самого ПЭД, а также обтекающего флюида и окружающей породы. В случае установившегося

режима теплообмена все тепло, выделившееся в объеме ПЭД, передается флюиду. Для обеспечения рабочей температуры ПЭД необходимо обеспечить так называемую минимально необходимую скорость потока.

ПЭД в основном состоит из стальных деталей, поэтому в первом приближении его можно рассматривать как сплошное стальное тело цилиндрической формы с точечными тепловыми источниками, распределенными по всему объему двигателя. Тепловую мощность таких источников можно определить как количество энергии, выделившееся в единице объема ПЭД в единицу времени:

$$q = \frac{P \cdot (1 - \eta)}{V}, \quad (1)$$

где P – мощность, потребляемая ПЭД, Вт;

η – КПД ПЭД, д. е.,

V – объем ПЭД, м³.

Для сравнения различных типов двигателей как тепловых источников была рассчитана тепловая мощность на единицу объема каждого типа ПЭД. Величины этих тепловых мощностей и другие характеристики представлены в таблице 1.

Таблица 1 - Основные характеристики ПЭД как тепловых источников

Показатель	Тип ПЭД					
	ЭД22-103М	ЭД40-103М	ЭД45-103М	ЭД63-117М	ЭДС100-117М	ЭДС140-117М
Номинальная мощность, кВт	22	40	45	63	100	140
КПД ПЭД, %	80,0	81,5	82,0	85,0	85,0	84,5
Длина ПЭД, м	3,689	5,389	6,069	6,658	9,928	13,7
Наружный диаметр, м	0,103	0,103	0,103	0,117	0,117	0,117
Геометрический объем, м ³	0,043	0,051	0,089	0,084	0,094	0,122
Масса, кг	216	331	376	475	684	968
Плотность двигателя по отношению к плотности стали	0,82	0,84	0,865	0,87	0,89	0,84
Удельная мощность теплового источника при номинальной нагрузке, МВт/м ³	102,3	145,1	91,0	112,5	159,6	177,9

Из таблицы 1 видно, что наибольшей удельной тепловой мощностью обладает ЭДС140-117М, наименьшей – ЭД45-117М. Как показывает рассчитанная для каждого ПЭД “плотность двигателя по отношению к плотности стали”, эти значения отличаются от плотности стали на ~11-18%, поэтому с достаточной степенью точности ПЭД может рассматриваться как сплошное стальное тело при тепловых расчетах. Однако такой подход может привести к ошибкам при использовании коэффициента теплопроводности стали. Поэтому для повышения точности модели необходимо иметь экспериментально определенный коэффициент теплопроводности.

2.3 Выводы к главе 2

- Одним из важных параметров, определяющих надежность эксплуатации УЭЦН, является рабочая температура ПЭД.
- Предельная длительно допускаемая температура обмотки статора электродвигателей равна 160-170°C, а предельно допустимая температура обтекаемого ПЭД флюида - 110°C.
- Для обеспечения рабочей температуры ПЭД необходимо контролировать так называемую минимально необходимую скорость потока, которая зависит от состава скважинной продукции, гидродинамических и термодинамических условий в скважине.

ГЛАВА 3 МОДЕЛЬ ТЕПЛОПЕРЕДАЧИ В СКВАЖИНЕ ПРИ ЭКСПЛУАТАЦИИ УЭЦН

3.1 Математическая модель теплообмена между ПЭД и трехфазным флюидом

Наиболее опасным периодом для ПЭД являются первые минуты его работы после запуска, когда возникают большие пусковые токи,

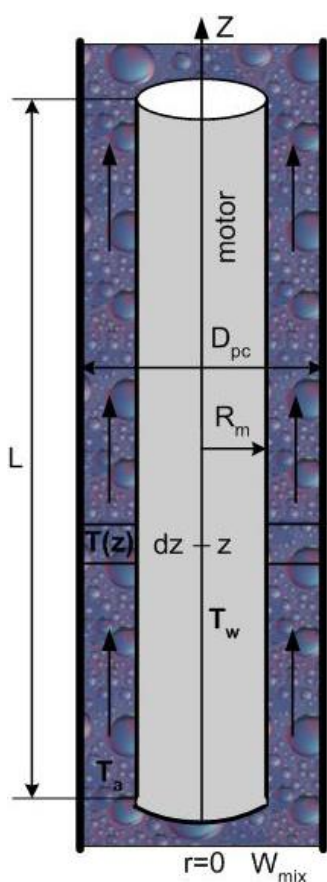


Рисунок 3 - ПЭД в эксплуатационной колонне, омываемый флюидом

превышающие рабочие в несколько раз, и происходит переходной процесс теплообмена между ПЭД и обтекающим его флюидом. В этот период повышается вероятность перегрева ПЭД и выхода его из строя. В данной работе рассматривается стационарный режим теплообмена. Большинство ПЭД в настоящее время используются совместно с системой управления (СУ), позволяющей регулировать скорость вращения вала двигателя посредством изменения частоты тока. Шаг изменения частоты тока мал (~ 1 Гц за 30 мин), поэтому каждое такое состояние можно считать квазистационарным и описывать стационарной моделью теплообмена.

Физико-химические свойства флюида в кольцевом пространстве между ПЭД и эксплуатационной колонной при построении модели можно считать постоянными, так как длина ПЭД мала по сравнению с масштабом существенного изменения свойств флюида. Эти свойства рассчитываются при средней температуре и давлении на глубине размещения ПЭД. Теплота гидравлического трения, а также изменение кинетической энергии пренебрежимо малы по той же причине.

При построении модели теплообмена двигатель будем считать аксиально-симметричным гомогенным цилиндром (рисунок 3) с равномерно распределенными по его объему тепловыми источниками, тепловая мощность которых определяется как

$$q = \frac{P \cdot (1 - \eta)}{\pi \cdot R_m^2 \cdot L}, \quad (2)$$

где R_m – радиус ПЭД, м;

q – тепловая мощность единицы объема двигателя, Вт/м³

L – длина двигателя, м.

Поле распределения температуры внутри двигателя должно удовлетворять уравнению теплопроводности

$$\frac{\partial T(r, \varphi, z, t)}{\partial t} \rho c_p = \left[\frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} \left(k_m r \frac{\partial T}{\partial r} \right) + \frac{1}{r^2} \frac{\partial}{\partial \varphi} \left(k_m \frac{\partial T}{\partial \varphi} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left(k_m \frac{\partial T}{\partial z} \right) + q \right], \quad (3)$$

где $T(r, \varphi, z, t)$ – температура внутри двигателя как функция координат, К;

k_m – теплопроводность ПЭД, Вт/(м·К);

ρ – средняя плотность двигателя, кг/м³;

c_p – средняя удельная теплоемкость двигателя, Дж/кг/К.

Рассмотрим установившийся режим теплопроводности внутри

двигателя, т. е. $\frac{\partial T(r, \varphi, z, t)}{\partial t} = 0$. Предположим симметрию вокруг двигателя. При этом предположении трехмерная задача упрощается до двухмерной. В дополнение теплопереносом в вертикальном направлении можно пренебречь в силу исчезающе малого температурного градиента. Тогда размерность уравнения понижается до единицы, и мы получаем одномерную задачу теплопроводности внутри двигателя в радиальном направлении. Подобный подход уже был осуществлен в работе [25] для нахождения распределения температуры в скважине, так как он дает пренебрежимо маленькую ошибку из-за небольшого нагрева флюида и позволяет решить задачу в аналитическом виде.

Аналитический подход часто предпочтительней альтернативных численных решений, так как последние требуют громоздких вычислений и времени.

Таким образом, уравнение (3) может быть приведено к следующему виду

$$\frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} \left(r \cdot \frac{\partial T}{\partial r} \right) + \frac{q}{k_m} = 0. \quad (4)$$

Граничные условия для уравнения (4) можно представить следующим образом

$$\left. \frac{dT}{dr} \right|_{r=0} = 0 \text{ и } -k_m \left. \frac{dT}{dr} \right|_{r=R_m} = h \cdot (T_s - T_f(z)), \quad (5)$$

где $T_s(z)$ – температура поверхности стенки двигателя К;

$T_f(z)$ – температура флюида, К;

h – местный коэффициент теплоотдачи между двигателем и флюидом, Вт/(м²·К).

Первое граничное условие определяется симметрией задачи, т. е. ось цилиндра будет являться осью симметрии для распределения температуры, поэтому температурный градиент на этой оси должен быть равным нулю.

Второе граничное условие вытекает из закона сохранения энергии и закона Ньютона-Рихмана для конвективного теплообмена. Для того чтобы получить его, выделим элемент объёма, ограниченный боковой поверхностью двигателя и поверхностью эксплуатационной колонны, через которые происходит теплообмен между двигателем и флюидом, а также между флюидом и окружающей средой. Площадь такого элемента поверхности находится как $dS = 2\pi R_m \cdot dz$ (рисунок 3).

Согласно первому началу термодинамики подводимое тепло идет на совершение работы по изменению объема флюида и изменение внутренней энергии $dQ_{acc} = dU + dL$, где dQ_{acc} – энергия, накопленная в выделенном объёме, dU – изменение внутренней энергии, dL – работа по

изменению объема флюида. Считая, что флюид слабосжимаемый при изменении температуры, работой можно пренебречь, и получаем, что тепло идет на изменение внутренней энергии флюида $dQ_{acc} = dU$. Далее запишем баланс энергии в течение времени dt для элемента объема, находящегося на высоте z от нижней поверхности двигателя, с площадью кольцевого пространства между эксплуатационной колонной и двигателем $A = \frac{\pi}{4}(D_{pc}^2 - (2R_m)^2)$, высотой dz и боковой площадью dS :

$$dQ_{in} - dQ_{out} + dQ_m + dQ_{ir} - dQ_r = dQ_{acc} \quad (4)$$

где dQ_{in} – тепловая энергия, привнесённая флюидом в силу конвекции, dQ_{out} – тепловая энергия, унесённая флюидом в силу конвекции, dQ_m – тепловая энергия, выделившееся двигателем, dQ_{ir} – энергия, излученная поверхностью стенки двигателя и поглощённая флюидом и стенкой эксплуатационной колонны, dQ_r – тепловая энергия, рассеянная в результате теплопроводности через цемент в окружающую породу, dQ_{acc} – энергия, накопленная в выделенном объеме. Далее эти слагаемые можно расписать более подробно в следующем виде

$$dQ_{in} = \rho_{mix} c_{pmix} W_{mix} A T_f(z) \cdot dt \quad (5)$$

$$dQ_{out} = \rho_{mix} c_{pmix} W_{mix} A T_f(z + dz) \cdot dt \quad (6)$$

$$dQ_m = 2\pi R_m dz \cdot qL \cdot dt \quad (7)$$

$$dQ_{irr} = 2\pi R_m \cdot dz \cdot F_s \varepsilon \sigma (T_s^4(z) - T_f^4(z)) \cdot n^2 \cdot dt \quad (8)$$

$$dQ_r = \pi D_{pc} dz U (T_f - (T_0 - G \cos(\theta) z)) \quad (9)$$

$$dQ_{acc} = \rho_{mix} c_{pmix} A \cdot dz \cdot d\bar{T}_f \quad (10)$$

где ρ_{mix} и c_{mix} – плотность смеси удельная теплоёмкость, соответственно, σ – постоянная Стефана-Больцмана ($\sigma=5.67 \cdot 10^{-8}$ Вт/(м²·К⁴)), ε – коэффициент черноты поверхности двигателя, F_s – фактор формы, показывающий какая часть излученной энергии поглощается окружающими телами (в нашей ситуации $F_s=1$), n – коэффициент преломления флюида, $T_f(z)$ – средняя по сечению температура вытекающего в выделенный элемент объёма флюида, $T_f(z+dz)$ – средняя по сечению температура вытекающего из выделенного элемента объёма флюида, T_0 – температура окружающей породы за пределами эксплуатационной колонны при $z=0$, $\overline{dT_f}$ – средний прирост температуры в выделенном элементе, G – температурный градиент окружающей породы, θ – угол наклона скважины относительно вертикали, U – суммарный коэффициент теплопередачи. U должно включать в себя конвективную передачу тепла от флюида к внутренней стенке эксплуатационной колонны, теплопроводность через материал эксплуатационной колонны, теплопроводность через цемент и через породу (пласт). Этот коэффициент может быть выражен как [25]

$$U = \frac{1}{\frac{1}{h} + \frac{D_{pc}}{2k_{pc}} \ln \frac{D_{opc}}{D_{pc}} + \frac{D_{opc}}{2k_{cem}} \ln \frac{D_{cem}}{D_{opc}} + \frac{D_{cem}}{2k_{ft}} \ln \frac{R_{ft}}{D_{cem}}}, \quad (11)$$

где D_{pc} – внутренний диаметр эксплуатационной колонны, D_{opc} – внешний диаметр эксплуатационной колонны, D_{cem} – внешний диаметр цементного кольца, R_{ft} – радиус породы (пласта), h – коэффициент теплоотдачи между флюидом и внутренней стенкой эксплуатационной колонны, k_{pc} – коэффициент теплопроводности материала эксплуатационной колонны, k_{cem} – коэффициент теплопроводности цементного кольца, k_{ft} – коэффициент теплопроводности породы (пласта).

Оценим член (8), связанный, связанный с тепловым излучением с поверхности стенок двигателя. Примем коэффициент черноты равным

$\varepsilon=0.2$ (для оценки предположим, что коэффициент черноты поверхности стенок двигателя и коэффициент поглощения поверхности стенок эксплуатационной колонны равны между собой), $n=1.35$, $T_s=370$ °K, $T_f=360$ °K. Отсюда следует, что мощность, которая тратится на излучение через 1 м^2 , равна

$$\frac{dP}{dS} = \varepsilon \sigma (T_s^4 - T_f^4) \cdot n^2 = 0.2 \cdot 5.67 \cdot 10^{-8} \cdot (370^4 - 360^4) \cdot 1.35^2 = 40 \text{ кВт/м}^2.$$

Из расчётов видно, что 40 Вт/м^2 пренебрежимо малую величину по сравнению с мощностью, выделяющейся с 1 м^2 в двигателе в виде тепла.

Например, для двигателя ЭМ22-103М эта величина может быть рассчитана как $\frac{dP}{dS} = \frac{P \cdot (1 - \eta)}{2\pi R_m L} = \frac{22000 \cdot (1 - 0.8)}{3.14 \cdot 0.117 \cdot 3.686} = 3.2 \text{ кВт/м}^2$. Поэтому,

членом (8) можно пренебречь с ошибкой менее чем 1 %.

Подставляя равенства (5), (6), (7), (9) и (10) в (4), получим

$$\rho_{mix} c_{pmix} W_{mix} A (T_f(z) - T_f(z + dz)) dt + 2\pi R_m dz q L dt - \pi D_{pc} dz U (T_f - (T_0 - G \cos(\theta) z)) dt = \rho_{mix} c_{pmix} A \cdot dz \cdot d\bar{T}_f, \quad (12)$$

Далее воспользуемся подходом, описанным в [26]. В уравнении (12) тепловой поток энергии через боковую поверхность двигателя qL принимается постоянным в силу малого температурного градиента вдоль оси двигателя.

Деление обеих частей уравнения (12) на $dz \cdot dt$ даёт

$$\rho_{mix} c_{pmix} W_{mix} A \frac{(T_f(z) - T_f(z + dz))}{dz} + 2\pi R_m q L - \pi D_{pc} U (T_f - (T_0 - G \cos(\theta) z)) = \rho_{mix} c_{pmix} A \frac{d\bar{T}_f}{dt}.$$

Для инфинитезимальных dz и dt это уравнение становится

$$W_{mix} \frac{\partial T_f}{\partial z} + \frac{\partial T_f}{\partial t} = \frac{2\pi R_m q L}{\rho_{mix} c_{pmix} A} - \frac{\pi D_{pc} U (T_f - (T_0 - G \cos(\theta) z))}{\rho_{mix} c_{pmix} A}. \quad (13)$$

Уравнение (13) может быть легко переписано в виде

$$W_{mix} \frac{\partial T_f}{\partial z} + \frac{\partial T_f}{\partial t} = aT_f + bz + c, \quad (14)$$

где

$$a = -\frac{\pi D_{pc} U}{\rho_{mix} c_{pmix} A},$$

$$b = aG \cos(\theta),$$

$$c = \frac{2\pi R_m qL}{\rho_{mix} c_{pmix} A} - aT_o.$$

Отметим, что выражение в левой части уравнения является так называемой полной производной температуры

$$\left(\frac{dT_f}{dt} = \frac{\partial T_f}{\partial t} + (\vec{W}_{mix} \cdot \vec{\nabla}) T_f \right), \text{ как и ожидалось.}$$

Рассмотрим установившийся теплообмен между флюидом, двигателем и окружающей средой. Температура флюида в любой точке не зависит от времени. Поэтому уравнение переписывается в виде

$$W_{mix} \frac{\partial T_f}{\partial z} = aT_f + bz + c. \quad (15)$$

Это уравнение может быть решено с помощью граничного условия $T_f = T_a$ при $z=0$.

Для упрощения дальнейшего решения уравнение (15) может быть перегруппировано как

$$\frac{\partial T_f}{\partial z} + \alpha T_f + \beta z + \gamma = 0, \quad (16)$$

$$\text{где } \alpha = -\frac{a}{W_{mix}}, \beta = -\frac{b}{W_{mix}} \text{ и } \gamma = -\frac{c}{W_{mix}}.$$

В силу малой длины двигателя (от ~4 м до ~15 м) изменениями таких величин, как W_{mix} , h , ρ_{mix} , и c_{pmix} , можно пренебречь и рассчитать при

средней температуре флюида $\left(\frac{T_{z=0} + T_{z=L}}{2}\right)$. В рамках этого предположения уравнение (16) может быть решено следующим способом. Введём $u = \alpha T_f + \beta z + \gamma$, тогда

$$T_f = \frac{u - \beta z - \gamma}{\alpha} \quad (17)$$

и

$$\frac{dT_f}{dz} = \frac{1}{\alpha} \frac{du}{dz} - \frac{\beta}{\alpha} \quad (18)$$

Подстановка (17) и (18) в (16) даёт

$$\frac{1}{\alpha} \frac{du}{dz} - \frac{\beta}{\alpha} + u = 0$$

Интегрируя полученное уравнение методом разделения переменных, получаем

$$-\frac{1}{\alpha} \ln(\beta - \alpha u) = z + C, \quad (19)$$

где C – постоянная интегрирования. Подставляя $u = \alpha T_f + \beta z + \gamma$ в (19) и разрешая (19) относительно T_f , приходим к

$$T_f = \frac{1}{\alpha^2} \left[\beta - \alpha \beta z - \alpha \gamma - e^{-\alpha(z+C)} \right]$$

Выражение для постоянной интегрирования получается с помощью граничного условия:

$$C = -\frac{1}{\alpha} \ln(\beta - \alpha^2 T_a - \alpha \gamma)$$

Таким образом, мы получаем распределение температуры флюида

$$T_f(z) = \frac{1}{\alpha^2} \left[\beta - \alpha \beta z - \alpha \gamma - e^{-\alpha(z - \frac{1}{\alpha} \ln(\beta - \alpha^2 T_a - \alpha \gamma))} \right] \quad (20)$$

Используя закон Ньютона для конвективного теплообмена, запишем равенство потоков энергии на боковой поверхности двигателя

$$qL = h \cdot (T_s(z) - T_f(z)). \quad (21)$$

Из (20) и (21) мы можем определить температуру боковой поверхности двигателя

$$T_s(z) = \frac{qL}{h} + \frac{1}{\alpha^2} \left[\beta - \alpha\beta z - \alpha\gamma - e^{-\alpha(z - \frac{1}{\alpha} \ln(\beta - \alpha^2 T_a - \alpha\gamma))} \right]. \quad (22)$$

Возвращаясь к уравнению (3) с граничными условиями (3), при помощи (22) данная математическая задача может быть сформулирована как

$$\frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} \left(r \cdot \frac{\partial T}{\partial r} \right) + \frac{q}{k_m} = 0 \quad (3)$$

с граничными условиями

$$\left. \frac{dT}{dr} \right|_{r=0} = 0 \quad \text{и}$$

$$T(R_m, z) = \frac{qL}{h} + \frac{1}{\alpha^2} \left[\beta - \alpha\beta z - \alpha\gamma - e^{-\alpha(z - \frac{1}{\alpha} \ln(\beta - \alpha^2 T_a - \alpha\gamma))} \right] \quad (23)$$

Разделив переменные в уравнении (3) и пренебрегая градиентом температуры вдоль оси двигателя, проинтегрируем уравнение (3) и получим

$$r \frac{dT}{dr} = -\frac{q}{2k_m} r^2 + C_1. \quad (24)$$

Повторив данную процедуру, получим общее решение для распределения температуры внутри двигателя

$$T(r, z) = -\frac{q}{4k_m} r^2 + C_1 \ln r + C_2(z). \quad (25)$$

Из условия симметрии при $r=0$ (23) и равенства (24) получим, что $C_I=0$. Используя граничное условие на поверхности двигателя при $r=R_m$ (23) и равенство (25), имеем

$$C_2(z) = \frac{q}{4k_m} R_m^2 + \frac{qL}{h} + \frac{1}{\alpha^2} \left[\beta - \alpha\beta z - \alpha\gamma - e^{-\alpha(z - \frac{1}{\alpha} \ln(\beta - \alpha^2 T_a - \alpha\gamma))} \right].$$

Тогда функция температуры будет иметь вид

$$T(r, z) = \frac{qR_m^2}{4k_m} \left(1 - \frac{r^2}{R_m^2} \right) + \frac{qL}{h} + \frac{1}{\alpha^2} \left[\beta - \alpha\beta \cdot z - \alpha\gamma - e^{-\alpha(z - \frac{1}{\alpha} \ln(\beta - \alpha^2 T_a - \alpha\gamma))} \right]. \quad (26)$$

Коэффициенты α , β , γ могут быть найдены из следующих соотношений:

$$\alpha = \frac{\pi D_{pc} U}{W_{mix} \rho_{mix} c_{pmix} A}, \quad (7)$$

$$\beta = \frac{\alpha G \cos(\theta)}{W_{mix}}, \quad (8)$$

$$\gamma = -\alpha \cdot T_o - \frac{2\pi R_m qL}{W_{mix} \rho_{mix} c_{pmix} A}, \quad (9)$$

где A - площадь кольцевого пространства между эксплуатационной колонной и двигателем $A = \frac{\pi}{4} (D_{pc}^2 - (2R_m)^2)$, м²; W_{mix} - скорость газожидкостной смеси, м/с; G - температурный градиент окружающей породы, °C/м; c_{pmix} - теплоемкость смеси, Дж/(кг·К); ρ_{mix} - плотность смеси, кг/м³; D_{pc} - внутренний диаметр эксплуатационной колонны, м; U - суммарный коэффициент теплопередачи, учитывающий конвективную передачу тепла от флюида к внутренней стенке эксплуатационной колонны, теплопроводность материала эксплуатационной колонны, теплопроводность цемента и теплопроводность породы, Вт/(м²·К).

3.2 Расчёт коэффициентов конвективной теплоотдачи и теплопроводности двигателя

Для того чтобы использовать полученные выше равенства, необходимо знать коэффициенты конвективной теплоотдачи и теплопроводности.

Для определения коэффициента теплопроводности двигателя рассчитаем среднюю плотность двигателя как отношение массы двигателя к его объему. В таблице 1 приведено отношение средней плотности двигателя к плотности стали для нескольких двигателей. Из таблицы видно, что это отношение близко к единице. Поэтому в первом приближении средняя теплопроводность двигателя может быть рассчитана как произведение теплопроводности стали 16,6 Вт/(м·К) при 400 К и отношения плотностей, которое равно приблизительно 0,85. Полученное значение теплопроводности равно примерно 14 Вт/(м·К). Теплопроводность эксплуатационной колонны может быть рассчитана по формуле $k_{pc} = (16,6 - 0,02 \cdot (400 - T_{pc}))$ Вт/(м·К), где T_{pc} в К.

Местный коэффициент теплоотдачи h можно определить из соотношения:

$$Nu = \frac{hD_h}{k_{mix}}, \quad (27)$$

где Nu – число Нуссельта;

$D_h = D_{pc} - D_m$ – гидравлический диаметр, м;

D_m – диаметр ПЭД, м;

k_{mix} – теплопроводность смеси, состоящей из газа, нефти и воды, Вт/(м·К).

Гидравлический диаметр выводится следующим образом:

$$D_h = \frac{4 \cdot \text{поперечная_площадь}}{\text{смачиваемый_периметр}} = \frac{4 \cdot (\pi/4) \cdot (D_{pc}^2 - D_m^2)}{\pi D_{pc} + \pi D_m} = D_{pc} - D_m$$

Следующим шагом является расчет числа Нуссельта. Чтобы к нему перейти, рассмотрим понятие гидродинамической и термической стабилизации.

Рассмотрим сначала гидродинамические условия развития процесса течения в трубах. При вынужденном движении жидкости внутри трубы различают два режима: ламинарный и турбулентный. Рассмотрим вынужденное движение флюида в внутри трубы радиуса r_0 (рисунок 4) в

момент, когда он начинает свое движение с одинаковой по сечению скоростью. Когда флюид вступает в контакт с внутренней стенкой трубы, то в силу вязкостных сил вблизи входного сечения трубы начинает формироваться динамический пограничный слой, толщина которого постепенно увеличивается по мере увеличения расстояния от входа в трубу. На этом участке характер движения и распределение скорости претерпевает большие изменения. На некотором расстоянии от входа в трубу происходит смыкание слоев и течение приобретает стабилизированный характер. Говорят, что поток становится гидродинамически развитым, или стабилизированным, а расстояние, на котором достигаются условия гидродинамической стабилизации, называют длиной гидродинамического начального участка стабилизации потока, z_{fdh} . Как показано на рис. 4, для гидродинамически развитого ламинарного изотермического режима справедливо параболическое распределение скоростей по сечению. Для турбулентного режима течения профиль более плоский в силу интенсивного перемешивания в радиальном направлении.

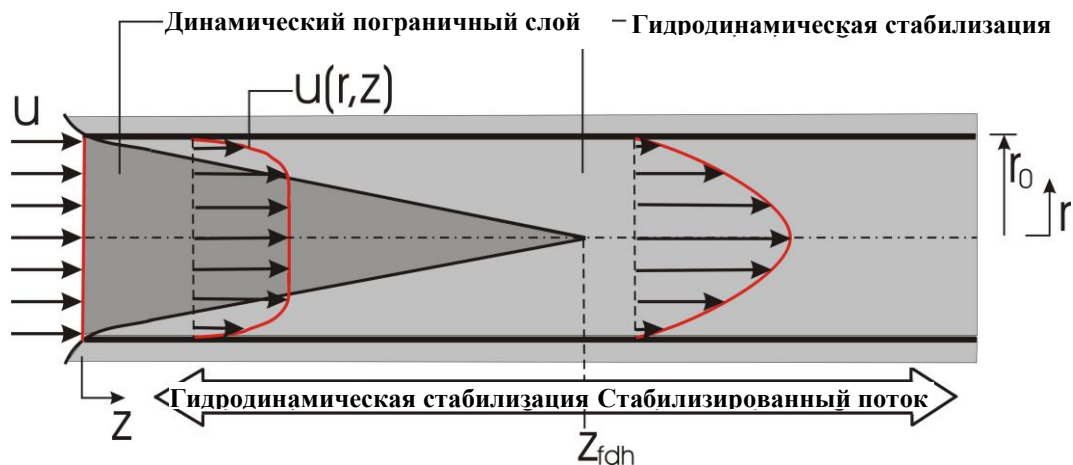


Рисунок 4 - Гидродинамическая стабилизация в трубах для ламинарного режима течения

Длина гидродинамической стабилизации зависит от того, какой режим вынужденного движения флюида в трубе: ламинарный или турбулентный. Ламинарный режим наблюдается при малых скоростях движения флюида. При скоростях потока, больших некоторого значения,

режим течения переходит в турбулентный. Для различных жидкостей и труб критическая скорость различна. Режим течения определяется по величине числа Рейнольдса:

$$Re = \frac{\rho W D_h}{\mu}, \quad (28)$$

где ρ – плотность флюида, W – скорость флюида, μ – динамическая вязкость флюида.

Если число Рейнольдса меньше критического, то режим течения ламинарный. При движении в трубах критическое значение $Re_c \approx 2300$. Развитый турбулентный режим течения устанавливается при $Re > 10000$. Диапазон изменения Re от 2300 до 10000 соответствует переходному режиму течения. Данные соотношения справедливы и для кольцевого пространства при условии, что в качестве диаметра выступает гидравлический диаметр, определенный выше.

Длина гидродинамического начального участка стабилизации потока при ламинарном режиме ($Re < 2300$) определяется соотношением [27]:

$$\left(\frac{z_{fdh}}{D_h} \right)_{lam} \approx 0.05 Re. \quad (29)$$

Для переходного и турбулентного ($Re > 2300$) длина гидродинамической стабилизации слабо зависит от числа Рейнольдса и составляет примерно [27],

$$\left(\frac{z_{fdh}}{D_h} \right)_{turb} \approx 10. \quad (30)$$

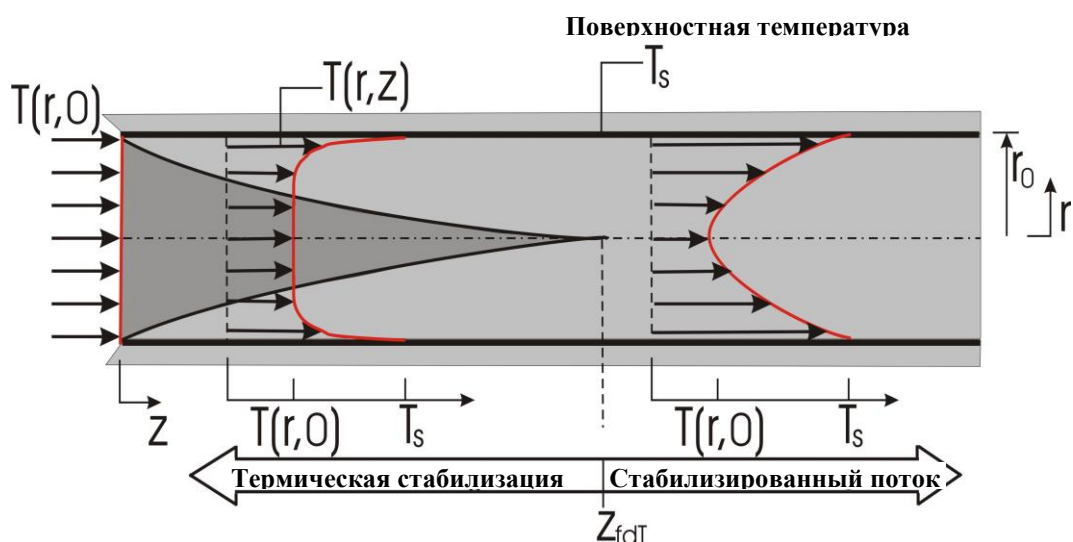


Рисунок 5 - Термическая стабилизация в трубах

Аналогично рассуждая, можно прийти к понятию длины термической стабилизации. Рассмотрим развитие процесса теплообмена вдоль трубы. Пусть во входном сечении температура флюида постоянна по сечению и по величине отличается от температуры стенки трубы (рисунок 5). В этом случае наряду с процессом переноса теплоты от одного слоя флюида к другому посредством теплопроводности, будет происходить конвективный перенос теплоты в продольном направлении. По мере движения потока между флюидом и стенкой происходит процесс теплопереноса и температура флюида постепенно меняется. Вначале вблизи входного сечения температура меняется только в тонком вязком пограничном слое вблизи внутренней стенки трубы. Около стенки трубы начинает образовываться тепловой пограничный слой. Далее по мере удаления от входного сечения все больше потока вовлекается в процесс теплообмена и толщина теплового пограничного слоя постепенно увеличивается в направлении потока (рисунок 5). На некотором расстоянии от входа трубы z_{fdT} тепловые пограничные слои смыкаются, и в процессе теплообмена участвует далее весь поток флюида.

Длина термической стабилизации для ламинарного режима течения может быть оценена как [27]

$$\left(\frac{z_{fdT}}{D_h} \right)_{lam} \approx 0.05 Re \cdot Pr, \quad (31)$$

где Pr – число Прандтля, определяемое как $Pr = \frac{\mu \cdot c_p}{k}$, c_p и k – теплоемкость и теплопроводность флюида, соответственно. Сравнивая выражения (29) и (31), можно заключить, что при $Pr > 1$, гидродинамические условия развиваются быстрее, чем тепловые, а при $Pr < 1$ – наоборот.

В случае турбулентного режима течения условия термической стабилизации слабо зависят от числа Прандтля, поэтому справедливо соотношение

$$\left(\frac{z_{fdT}}{D_h} \right)_{turb} \approx 10. \quad (32)$$

Далее критерий подобия Нуссельта рассчитывался с помощью корреляций, взятых из [28]. Отметим, что при подсчете числа Нуссельта для определения местного коэффициента теплоотдачи между флюидом и эксплуатационной колонной, а также между флюидом и стенкой двигателя использовались корреляции для граничного условия, подразумевающие постоянный тепловой поток. Кроме того, в расчетах учитывался теплообмен на участках гидродинамической и термической стабилизации. Все критерии подобия (числа Нуссельта, Рейнольдса и Прандтля) рассчитывались для водонефтегазовой смеси (см. главу 3.3).

Число Нуссельта определялись следующими корреляциями [28]:

- **Термически стабилизированный** $L \geq 0.05 Re_{mix} Pr_{mix} D_h$,
- гидродинамически стабилизированный** $L \geq 0.05 Re_{mix} D_h$
- ламинарное режим течения ($Re_{mix} < 2300$)**

Постоянный тепловой поток на стенке

$$Nu_{mix} = 4.364 \cdot \left(\frac{0.86 \cdot \left(\frac{D_{pc}}{D_m} \right)^{0.84} + \left[1 - 0.14 \left(\frac{D_{pc}}{D_m} \right)^{0.6} \right]}{1 + \frac{D_{pc}}{D_m}} \right) \cdot \left(\frac{\mu_{mix}}{\mu_{wmix}} \right)^{0.14} \quad (33)$$

(Stephen)

где μ_{wmix} - вязкость смеси при температуре стенки.

- **Термически нестабилизированный** $L \leq 0.05 Re_{mix} Pr_{mix} D_h$,
гидродинамически стабилизированный $L \geq 0.05 Re_{mix} D_h$
ламинарное режим течения ($Re_{mix} < 2300$)

Постоянный тепловой поток на стенке

$$Nu_{mix} = 1.953 \left(Re_{mix} Pr_{mix} \frac{D_h}{L} \right)^{\frac{1}{3}} \cdot \left(\frac{0.86 \cdot \left(\frac{D_{pc}}{D_m} \right)^{0.84} + \left[1 - 0.14 \left(\frac{D_{pc}}{D_m} \right)^{0.6} \right]}{1 + \frac{D_{pc}}{D_m}} \right) \left(\frac{\mu_{mix}}{\mu_{wmix}} \right)^{0.14} \quad (34)$$

при $\left(Re_{mix} Pr_{mix} \frac{D_h}{L} \right) \geq 33.3$;

$$Nu_{mix} = \left(4.364 + 0.0722 Re_{mix} Pr_{mix} \frac{D_h}{L} \right) \cdot \left(\frac{0.86 \cdot \left(\frac{D_{pc}}{D_m} \right)^{0.84} + \left[1 - 0.14 \left(\frac{D_{pc}}{D_m} \right)^{0.6} \right]}{1 + \frac{D_{pc}}{D_m}} \right) \left(\frac{\mu_{mix}}{\mu_{wmix}} \right)^{0.14} \quad (35)$$

при $\left(\text{Re}_{mix} \text{Pr}_{mix} \frac{D_h}{L} \right) \leq 33.3$.

(Shah)

- Термически и гидродинамически нестабилизированный ламинарный режим течения $L \leq 0.05 \text{Re}_{mix} \text{Pr}_{mix} D_h$ и $L \leq 0.05 \text{Re}_{mix} D_h$ ($\text{Re}_{mix} < 2300$)

Постоянный тепловой поток на стенке

$$Nu_{mix} = \left(4.364 + \frac{0.086 \left(\text{Re}_{mix} \text{Pr}_{mix} \frac{D_h}{L} \right)^{1.33}}{1 + 0.1 \text{Pr}_{mix} \left(\text{Re}_{mix} \frac{D_h}{L} \right)^{0.83}} \right) \cdot \left(\frac{0.86 \cdot \left(\frac{D_{pc}}{D_m} \right)^{0.84} + \left[1 - 0.14 \left(\frac{D_{pc}}{D_m} \right)^{0.6} \right]}{1 + \frac{D_{pc}}{D_m}} \right) \left(\frac{\mu_{mix}}{\mu_{wmix}} \right)^{0.14} \quad (36)$$

при $0.7 < \text{Pr}_{mix} < 7$ или при $\text{Re}_{mix} \text{Pr}_{mix} \frac{D_h}{L} < 33$ и при $\text{Pr}_{mix} < 7$.

- Развитый турбулентный режим течения $L > 10D_h$ и переходной режим течения $L \leq 10D_h$ ($\text{Re}_{mix} > 2300$)

$$Nu_{mix} = \left(\frac{\frac{f}{8} (\text{Re}_{mix} - 1000) \text{Pr}}{1 + 12.7 \sqrt{\frac{f}{8}} \left(\text{Pr}_{mix}^{\frac{2}{3}} - 1 \right)} \right) \cdot \left(\frac{0.86 \cdot \left(\frac{D_{pc}}{D_m} \right)^{0.84} + \left[1 - 0.14 \left(\frac{D_{pc}}{D_m} \right)^{0.6} \right]}{1 + \frac{D_{pc}}{D_m}} \right) \cdot \left[1 + \left(\frac{D_h}{L} \right)^{\frac{2}{3}} \right] \left(\frac{\mu_{mix}}{\mu_{wmix}} \right)^{0.14} \quad (37)$$

(Petukhov, Gnielinski)

где f – коэффициент гидравлического трения Муди, равный

$$f = \frac{1}{(1.82 \cdot \ln \text{Re}_{mix} - 1.64)^2}.$$

3.3 Расчёт теплофизических свойств водонефтегазовой смеси

Для расчета местного коэффициента теплоотдачи необходимо значения критериев Нуссельта, Рейнольдса и Прандтля. Поскольку в УЭЦН стабильно работает в условиях пузырьковой структуры потока (см. главу 3.4), то для расчета теплофизических свойств справедливо использовать модель, в которой газожидкостная смесь рассматривается как псевдооднородная среда с усредненными в пространстве свойствами. В этом случае в соответствии с теорией тепломассопереноса [27] эти числа рассчитываются через теплофизические свойства смеси по следующим формулам:

$$\text{Nu}_{mix} = \frac{hD_h}{k_{mix}}, \quad (38)$$

$$\text{Re}_{mix} = \frac{\rho_{mix} W_{mix} D_h}{\mu_{mix}}, \quad (39)$$

$$\text{Pr}_{mix} = \frac{\mu_{mix} \cdot c_{p_{mix}}}{k_{mix}}, \quad (40)$$

где μ_{mix} – динамическая вязкость смеси, Па·с.

Необходимо отметить, что все параметры смеси являются функциями давления и температуры. Однако вариацией этих параметров вдоль ПЭД можно будет пренебречь в силу маленькой длины двигателя и рассчитывать их при средних давлении и температуре на глубине размещения двигателя.

Плотность водонефтегазовой смеси ρ_{mix} в соответствующих термодинамических условиях рассчитывается с помощью аддитивной формулы

$$\rho_{mix} = \rho_o(p, T) \cdot H_o + \rho_w(p, T) \cdot H_w + \rho_g(p, T) \cdot H_g, \quad (41)$$

где $\rho_o(p, T)$, $\rho_w(p, T)$, $\rho_g(p, T)$ – плотности нефти, воды и газа при данных p и T , соответственно; H_o , H_w , H_g – истинные содержания нефти, воды и газа в смеси, соответственно.

Расчет теплофизических свойств компонентов смеси при значениях давления и температуры, соответствующих глубине размещения двигателя, проводился с помощью методики и зависимостям, предложенным в [12] и [29]. Алгоритм расчета при условии $p < p_{bT}$ и $T < T_{res}$ выглядит следующим образом:

- 1) Рассчитываем равновесное давление насыщения p_{bT} при заданной температуре $T < T_{res}$

$$p_{bT} = p_b - \frac{T_b - T}{9.157 + \frac{0.753 \rho_{osc}}{GOR \cdot (y_{C_1} - 0.8 y_{N_2})}}, \quad (42)$$

где p_{bT} – давление насыщения при температуре T , МПа; p_b – давление насыщения при пластовой температуре T_{res} , МПа; T_{res} и T – пластовая и текущая температуры, °K; GOR – газосодержание нефти при стандартных условиях ($p_{sc}=0.101325$ МПа, $T_{sc}=293,15$ K), м³/м³; ρ_{osc} – плотность нефти при стандартных условиях, кг/м³; y_{C_1} и y_{N_2} – объемные доли метана и азота при стандартных условиях.

- 2) Рассчитаем удельный объем выделившегося газа, приведенный к стандартным условиям

$$V_{ge} = GOR \cdot R(p) \cdot m(T) \cdot [D(T) \cdot (1 + R(p)) - 1], \text{ м}^3/\text{м}^3; \quad (43)$$

где параметры, зависящие от давления и температуры, могут быть рассчитаны как

$$R(p) = \frac{1 + \lg p}{1 + \lg p_{bT}} - 1, \quad (44)$$

$$m(T) = 1 + 0.029 \cdot (T - 293) \cdot (\rho_{osc} \cdot \bar{\rho}_{gs} \cdot 10^{-3} - 0.7966), \quad (45)$$

$$D(T) = 10^{-3} \cdot \rho_{osc} \cdot \bar{\rho}_{gs} [4.5 - 0.00305(T - 293)] - 4.785, \quad (46)$$

где $\bar{\rho}_{gs}$ - относительная плотность газа по воздуху $\left(\bar{\rho}_{gs} = \frac{\rho_g \frac{\text{кг}}{\text{м}^3}}{1.293 \frac{\text{кг}}{\text{м}^3}} \right)$, p -

заданное значение давления (МПа), T - заданная температура ($^{\circ}\text{K}$).

3) Рассчитаем содержание нефти остаточным растворенным газом V_{gd} при стандартных условиях (удельный объем растворенного газа)

$$V_{gd} = GOR \cdot m(T) - V_{ge}(p, T), \text{ м}^3/\text{м}^3. \quad (47)$$

4) Находим относительную плотность выделившегося газа

$$\bar{\rho}_{ge} = a \cdot [\bar{\rho}_{gs} - 0.0036(1 + R(p)) \cdot (105.7 + u \cdot R(p))], \quad (48)$$

где коэффициенты a и u определяются как

$$a = 1 + 0.0054 \cdot (T - 293), \quad (49)$$

$$u = 10^{-3} \cdot \rho_{osc} \cdot GOR \frac{T_{sc}}{T_{nc}} - 186, \quad (50)$$

$T_{sc}=293.15 \text{ K}$, $T_{nc}=273.15 \text{ K}$ – температура для нормальных условий.

5) Определяем относительную плотность растворенного в нефти газа при данных условиях

$$\bar{\rho}_{gd} = GOR \cdot \left(a \cdot m(T) \cdot \bar{\rho}_{gs} - \frac{\bar{\rho}_{ge}(p, T) \cdot V_{ge}}{GOR} \right) \cdot \frac{1}{V_{gd}} \quad (51)$$

- 6) Рассчитываем удельное приращение объема нефти за счет единичного изменения ее газонасыщенности

$$\lambda(T) = 10^{-3} \cdot \left[4.3 - 3.54 \cdot 10^{-3} \rho_{osc} + 1.0337 \frac{\bar{\rho}_{gd}}{a} + \right. \\ \left. + 5.581 \cdot 10^{-6} \rho_{osc} \cdot (1 - 1.61 \cdot 10^{-6} \rho_{osc} \cdot V_{gd}) \cdot V_{gd} \right]. \quad (52)$$

- 7) Рассчитываем температурный коэффициент объемного расширения дегазированной нефти при стандартном давлении:

$$\alpha = \begin{cases} 10^{-3} (3.083 - 2.638 \cdot 10^{-3} \rho_{osc}), & \text{если } 780 \leq \rho_{osc} \leq 860 \\ 10^{-3} (2.513 - 1.975 \cdot 10^{-3} \rho_{osc}), & \text{если } 860 < \rho_{osc} \leq 960 \end{cases}. \quad (53)$$

- 8) Определяем объемный коэффициент нефти

$$B_o(p, T) = 1 + 1.0733 \cdot 10^{-3} \cdot \frac{\rho_{osc} \cdot V_{gd} \cdot \lambda(T)}{m(T)} + \alpha \cdot (T - 293) - 6.5 \cdot 10^{-4} \cdot p, \quad (54)$$

где p - давление (МПа), T - температура (К).

- 9) Находим плотность газонасыщенной нефти

$$\rho_{oPT} = \frac{\rho_{osc}}{B_o} \cdot \left[1 + 1.293 \cdot 10^{-3} \cdot \frac{\bar{\rho}_{gd} \cdot V_{gd}}{a \cdot m} \right]. \quad (55)$$

- 10) Рассчитываем плотность газа и его объем при данных условиях p и T

$$\rho_g(p, T) = \rho_{gsc} \cdot \frac{p \cdot T_{sc}}{Z \cdot p_{sc} \cdot T}, \quad (56)$$

$$V_g(p, T) = V_{gsc} \cdot Z \cdot \frac{p_{sc} \cdot T}{p \cdot T_{sc}} \quad (57)$$

где ρ_{gsc} - плотность газа при стандартных условиях, V_{gsc} - объем газа при стандартных условиях, Z - коэффициент сверхсжимаемости газа.

Расчет коэффициента сверхсжимаемости газа Z производился с помощью корреляции Стэндинга-Катца [29]

$$Z = 1 + \left(A_1 + \frac{A_2}{T_{pr}} + \frac{A_3}{T_{pr}^3} + \frac{A_4}{T_{pr}^4} + \frac{A_5}{T_{pr}^5} \right) \rho_{pr} + \left(A_6 + \frac{A_7}{T_{pr}} + \frac{A_8}{T_{pr}^2} \right) \rho_{pr}^2 - A_9 \left(\frac{A_7}{T_{pr}} + \frac{A_8}{T_{pr}^2} \right) \rho_{pr}^5 +$$

$$+ A_{10} \left(1 + A_{11} \rho_{pr}^2 \right) \left(\frac{\rho_{pr}^2}{T_{pr}^3} \right) \exp \left(- A_{11} \rho_{pr}^2 \right),$$

(58)

где $\rho_{pr} = 0.27 \left[\frac{p_{pr}}{Z T_{pr}} \right]$.

Константы следующие:

$$A_1 = 0.3265,$$

$$A_2 = -1.0700,$$

$$A_3 = -0.5339,$$

$$A_4 = 0.01569,$$

$$A_5 = -0.05165,$$

$$A_6 = 0.5475,$$

$$A_7 = -0.7361,$$

$$A_8 = 0.1844,$$

$$A_9 = 0.1056,$$

$$A_{10} = 0.6134,$$

$$A_{11} = 0.7210.$$

Область применимости следующая: $0.2 \leq p_{pr} < 30$ при $1.0 < T_{pr} \leq 3.0$ и

$p_{pr} < 1.0$ при $0.7 < T_{pr} < 1.0$.

p_{pr} и T_{pr} - псевдо- давление и температура соответственно, рассчитываемые как $p_{pr} = \frac{p}{p_{pc}}$ и $T_{pr} = \frac{T}{T_{pc}}$, где p_{pc} и T_{pc} – псевдокритические давление и температура соответственно; p – давление (МПа), T – температура (К). Псевдокритические свойства рассчитываются с помощью следующих равенств [29]

$$p_{pc} = \frac{1}{147} \left(756.8 - 131 \frac{\rho_{gsc}}{1.225} - 3.6 \left(\frac{\rho_{gsc}}{1.225} \right)^2 \right), \quad (59)$$

$$T_{pc} = \frac{5}{9} \left(169.2 + 349.5 \frac{\rho_{gsc}}{1.225} - 74 \left(\frac{\rho_{gsc}}{1.225} \right)^2 \right). \quad (60)$$

Примесь азота в газе для расчета Z-фактора учитывается следующим образом

$$Z = Z_{n+h} \cdot y_{n+h} + Z_{N_2} \cdot y_{N_2}, \quad (61)$$

где Z_{n+h} и y_{n+h} - Z-фактор и мольная доля углеводородов и неуглеводородов; Z_{N_2} и y_{N_2} - Z-фактор азота и мольная доля азота соответственно. Вместо плотности газа при стандартных условиях в равенства (59) и (60) необходимо подставить плотность смеси углеводороды+неуглеводороды при стандартных условиях, которая определяется из равенства

$$\rho_{h+n} = \frac{\rho_{gsc} - \rho_{N_2} \cdot y_{N_2}}{1 - y_{N_2}}, \quad (62)$$

где ρ_{N_2} - плотность азота при стандартных условиях (1.169 кг/м³).

Значение Z-фактора при $T=280-380$ К и $p=0-20$ МПа может быть рассчитано с помощью уравнения

$$Z_{N_2} = 1 + 0.564 \cdot 10^{-10} (T - 273)^{3.71} p^{14.7/\sqrt{T-273}}. \quad (63)$$

11) Рассчитаем вязкость нефти $p_{sc}=0.101325$ МПа и данной температуре T

$$\mu_o(T) = \mu_{osc} \cdot (T - 293)^a \cdot e^{b \cdot (293 - T)}, \quad (64)$$

где параметры a и b определяются как

$$\begin{aligned} a &= 10^{-0.0175(293-T)-2.58}, \\ b &= (8 \cdot 10^{-5} \cdot \rho_{osc} - 0.047) \cdot \mu_{osc}^{0.13+0.002(T-293)} \end{aligned} \quad (65)$$

где μ_{osc} - вязкость нефти при стандартных условиях. Если значение μ_{osc} не известно, то его можно оценить, используя корреляцию И.И. Дунюшкина [12]

$$\mu_{osc} = \begin{cases} \left[\frac{(0.658 \cdot \rho_{osc}^2)}{(886 \cdot 10^3 - \rho_{osc}^2)} \right]^2, & \text{at } 845 \leq \rho_{osc} < 924 \\ \left[\frac{(0.456 \cdot \rho_{osc}^2)}{(833 \cdot 10^3 - \rho_{osc}^2)} \right]^2, & \text{at } 780 \leq \rho_{osc} < 845 \end{cases}. \quad (66)$$

12) Определяем вязкость газонасыщенной нефти при давлении p и температуре T

$$\mu_o(P, T) = A \cdot \mu_o^B(T), \quad (67)$$

где параметры рассчитываются как

$$A = \exp(-87.24 \cdot 10^{-4} \cdot V_{gd}^* + 12.9 \cdot 10^{-6} \cdot V_{gd}^{*2}), \quad (68)$$

$$B = \exp(-47.11 \cdot 10^{-4} \cdot V_{gd}^* + 8.3 \cdot 10^{-6} \cdot V_{gd}^{*2}), \quad (69)$$

$$V_{gd}^* = 0.983 \cdot (1 + 5 \cdot \alpha) \cdot V_{gd}. \quad (70)$$

13) Определяем плотность воды

$$\rho_w(P, T) = \frac{\rho_{wsc}}{1 + 10^{-4} \cdot (T - 273) \cdot [0.269 \cdot (T - 273)^{0.637} - 0.8]}, \quad (71)$$

где ρ_{wsc} - плотность воды при стандартных условиях.

- 14)** Вязкость воды слабо зависит от давления и может быть рассчитана как (Па·с)

$$\mu_w = [0.0014 + 38 \cdot 10^{-7} \cdot (\rho_{wsc} - 1000)] \cdot \frac{1}{10^{0.0065(T-273)}} \quad (72)$$

- 15)** Рассчитаем межфазное натяжение на границе между газонасыщенной нефтью и выделившимся газом (Н/м)

$$\sigma_{og} = \frac{1}{10^{1.58+0.05 \cdot p}} - 72 \cdot 10^{-6} (T - 305); \quad (73)$$

межфазное натяжение на границе между водой и выделившимся газом (Н/м)

$$\sigma_{wg} = 10^{-(1.19+10^{-2} p)}, \quad (74)$$

где p – давление (МПа); T – температура (К).

Межфазное натяжение на границе между насыщенной нефтью и водой может быть рассчитано

$$\sigma_{ow} = \sigma_{wg} - \sigma_{og}. \quad (75)$$

- 16)** Определяем динамическую вязкость водогазонефтяной смеси (Па·с).

Она рассчитывалась после определения типа и структуры потока, которые зависят от первой и второй критической скоростей смеси [12] в зазоре между эксплуатационной колонной и ПЭД:

$$W_{cr1} = 0.064 \cdot 56^{\beta_w} \sqrt{g D_h}, \quad (76)$$

$$W_{cr2} = 0.487 \sqrt{g D_h}, \quad (77)$$

где $g=9.81$ м/с², $\beta_w = \frac{W_{ws}}{W_{mix}}$ - объемная доля воды, W_{ws} - кажущаяся скорость воды, W_{mix} - скорость смеси.

Наиболее часто встречающиеся структуры при эксплуатации скважин УЭЦН следующие [30]:

- капельно-пузырьковая;
- эмульсионно-пузырьковая;
- эмульсионно-снарядная.

При капельно-пузырьковой форме одна из жидкостей – нефть или вода – является внешней фазой, другая жидкость, а также свободный газ – внутренними, диспергированными фазами. При этом капли диспергированной жидкости имеют размеры 0,5 – 2 см, а пузырьки порядка $10^{-6} - 10^{-3}$ м. Если дисперсная среда относится к типу (В+Г)/Н, то средний размер пузырьков ближе к нижнему пределу, если она относится к типу (Н+Г)/В – то к верхнему.

Эмульсионно-пузырьковая форма потока представляет собой тонкодисперсную эмульсию одной из жидкостей и свободного газа в другой. При этом диаметр капелек диспергированной жидкости измеряется единицами – десятками, а диаметр газовых пузырьков – десятками – сотнями микрометров.

При эмульсионно-снарядной форме потока диспергированная жидкость распределена во внешней также в виде капелек очень малого

диаметра – не более 100 мкм, а свободный газ – в виде крупных пузырей диаметром, близким к диаметру трубы, и длиной от одного до десятков и даже сотен диаметров трубы. Однако в таких условиях при объемной доле газа на приеме насоса более 25-50% насос не может эксплуатироваться, поэтому необходимо прибегать к газосепараторам.

Таким образом, математическую модель теплообмена будем строить для пузырьковой структуры потока, которая описана в главе 3.4.

Структура водонефтяного потока определялась следующим образом:

Если $W_{mix} < W_{cr2}$, то водонефтяной поток имеет пузырьковую структуру;

Если $W_{mix} > W_{cr2}$, то водонефтяной поток имеет эмульсионную структуру.

Тип водонефтяной эмульсии определялся с помощью объемного содержания воды β_w :

Если $\beta_w \leq 0.5$, то эмульсия имеет тип “вода в нефти” (В/Н) – вода находится в качестве внутренней дисперсной фазы, а нефть – сплошная внешняя фаза;

Если $\beta_w > 0.5$, то эмульсия имеет тип “нефть в воде” (Н/В) – нефть находится в качестве внутренней дисперсной фазы, а вода – сплошная внешняя фаза.

Для определения типа эмульсии в эмульсионной структуре потока необходимо не только объемное содержание воды β_w , но и критическая скорость эмульсии W_{cr1} .

Если $\beta_w \leq 0.5$ и $W_{mix} > W_{cr1}$, то тип эмульсии - В/Н;

Если $\beta_w \leq 0.5$ и $W_{mix} < W_{cr1}$ или $\beta_w > 0.5$, то тип эмульсии - Н/В.

Используя вышеописанные условия, динамическая вязкость водонефтяной эмульсии для типа Н/В можно определить как

$$\mu_e = \mu_w \cdot 10^{3.2 \cdot (1 - \beta_w)}, \quad (78)$$

А для типа эмульсии В/Н – с помощью формулы

$$\mu_e = \mu_o \frac{1 + 2.9 \beta_w^2}{1 - \beta_w} \text{ при } A \leq 1; \quad (79)$$

$$\mu_e = A \cdot \mu_o \cdot \frac{1 + 2.9 \cdot \beta_w}{1 - \beta_w} \text{ при } A > 1; \quad (80)$$

где A – параметр, учитывающий зависимость вязкости эмульсии от скорости сдвига γ

$$A = \frac{1 + 20 \cdot \beta_w^2}{\gamma^{0.48 \beta_w}} \text{ и } \gamma = \frac{8 \cdot W_{mix}}{D_h}. \quad (81)$$

Вязкость газожидкостной смеси зависит от вязкости водонефтяной эмульсии и от объемной доли газа в потоке H_g . Для $H_g \leq 0.5$ (пузырьковая структура потока) вязкость газожидкостной смеси может быть определена с помощью теоретической формулы Вахолдера и Хетсрони, которая достаточно хорошо согласуется с опытными значениями вязкости

газожидкостной смеси при пузырьковой структуре потока, найденной в результате анализа данных А.П. Крылова и Г.С. Лутошкина [30]:

$$\mu_{mix} = \mu_l \left[1 + 2.2 \cdot H_g \cdot \frac{1 - 1.36 \cdot H_g^{7/3}}{(1 - H_g) \cdot (1 - H_g^{7/3})} \right], \quad (82)$$

где μ_l - вязкости жидкости: нефти либо воды.

При $H_g > 0.5$ (снарядная структура потока) вязкость определяется из эмпирического уравнения

$$\mu_{mix} = (0.023 + 0.71 \cdot \mu_e) \cdot (1 - H_g)^{0.5}. \quad (83)$$

Вязкость водонефтегазового потока капельно-пузырьковой структуры определяется, как и для водонефтяного потока, вязкостью внешней фазы [30].

Вязкость водонефтегазовой потока эмульсионно-пузырьковой структуры может быть найдена по эмпирической зависимости [30]

$$\mu_{mix} = \mu_e \cdot \frac{1 + 2 \cdot H_g}{1 + 27 \cdot H_g^{2.5}}. \quad (84)$$

17) Рассчитываем теплоемкость смеси [30].

Теплоемкость нефти в Дж/(кг·°К) рассчитывалась по формуле Мустафаева

$$c_{po} = 3391 - 1.675 \cdot \rho_o, \quad (85)$$

где ρ_o - плотность нефти при заданных температуре Т и давлении Р в кг/м³.

Теплоемкость пресной воды в близка к 4190 Дж/(кг·°K), теплоемкость пластовой воды зависит от содержания солей и может быть принята равной 4380 Дж/(кг·°K).

Теплоемкостью газа можно пренебречь, поэтому средняя теплоемкость водонефтегазовой смеси может быть найдена с помощью аддитивного равенства

$$c_{pmix} = \frac{H_o \cdot \rho_o \cdot c_{po} + H_w \cdot \rho_w \cdot c_{pw}}{H_o \cdot \rho_o + H_w \cdot \rho_w}. \quad (86)$$

18) В заключение определяем давление насыщение нефти в пластовых условиях p_b (МПа).

Оно определяется с помощью следующего равенства [29]

$$p_b = \frac{C_1}{147} \cdot (5.807 \cdot GOR)^{C_2} \cdot \left(\frac{\rho_{gsc}}{1.225} \right)^{C_3} \left(\frac{\rho_{osc}}{1000} \right)^{C_4} (0.33 + 1.8 \cdot T_{res})^{C_5}, \quad (87)$$

где ρ_{gsc} и ρ_{osc} - плотности газа и нефти при стандартных условиях соответственно; T_{res} - пластовая температура (K);

константы равны следующим значениям: $C_1 = 0.00538088$, $C_2 = 0.715082$, $C_3 = -1.87784$, $C_4 = 3.1437$, $C_5 = 1.32657$.

3.4 Модель пузырьковой структуры потока

При вынужденном конвективном теплообмене процесс переноса теплоты неразрывно связан с переносом самой среды, а, значит, напрямую зависит от условий ее движения. Если в случае однофазной среды имеются два основных режима течения, таких как ламинарный и турбулентный, то в условиях многофазного потока газа и жидкости необходимо еще учитывать структуру потока. Под структурой потока многофазной среды подразумевается главным образом взаимное

расположение каждой из фаз и их распределение в движущемся потоке. На сегодняшний день большинство исследователей [31] выделяют четыре структуры восходящего газожидкостного потока: пузырьковый, пробковый, эмульсионный и кольцевой, которые схематично показаны на рисунке 6. Каждая структура потока имеет индивидуальные гидродинамические характеристики, а значит, формализация механизма процесса теплообмена требует частного рассмотрения каждой из перечисленных структур потока. Однако сделать это можно при точном прогнозировании структуры и характеристик потока на основе унифицированной гидродинамической модели.

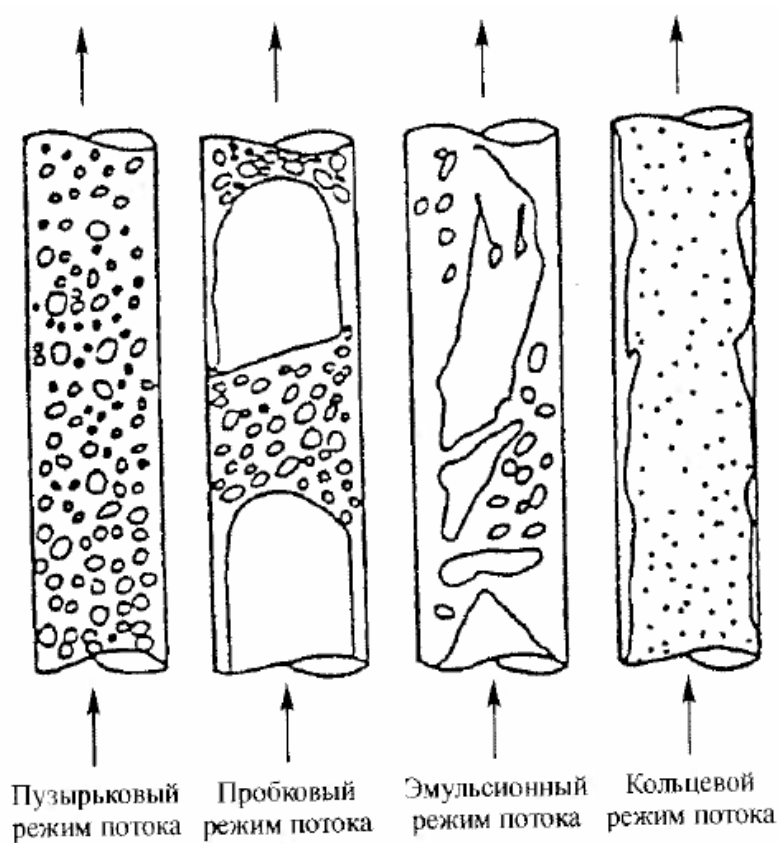


Рисунок 6 - Структуры восходящего газожидкостного потока в вертикальных трубах

Как было уже сказано выше, именно в условиях пузырьковой структуры потока на приеме насоса объемная доля газа имеет значение до 25-50%, и УЭЦН может эксплуатироваться длительное время при

создании благоприятных термодинамических условиях охлаждения ПЭД. При пробковой структуре потока будет наблюдаться нестабильная работа УЭЦН и в конечном итоге срыв подачи, а также ухудшенные условия охлаждения ПЭД, которые могут привести к перегреву ПЭД. Поэтому при пробковой структуре необходимо использовать газосепаратор. Поэтому далее речь пойдет об описании и прогнозировании пузырьковой структуры потока.

Пузырьковая структура потока характеризуется равномерным распределением газовой фазы в виде отдельных пузырьков в непрерывной жидкой фазе. Благодаря эффекту проскальзывания пузырьки движутся быстрее жидкой фазы.

При построении пузырьковой структуры потока использовалась модель, предложенная Hasan и Kabir [25]. Если предположить существование турбулентного режима потока, то газовые пузырьки имеют тенденцию концентрироваться в центральной части трубы. Тогда вследствие эффекта проскальзывания пузырьков относительно жидкости скорость смеси в этой части выше скорости, усредненной по сечению трубы. Истинная скорость газа будет равна сумме скорости смеси v_m , умноженной на коэффициент потока \tilde{n}_0 , и скорости всплытия пузырька v_0 (она же скорость проскальзывания)

$$v_g = c_0 v_m + v_0. \quad (88)$$

Образовавшийся одиночный пузырек, всплывающий в покоящейся бесконечной среде, рано или поздно приобретает постоянную скорость, обозначаемая как $v_{0\infty}$. Эта скорость достигается при уравнивании силы сопротивления среды и силы выталкивания. Pebbles и Garber [32] и Harmathy [33] использовали два независимых подхода для расчета $v_{0\infty}$, которые привели к разным выражениям для $v_{0\infty}$. В силу простоты и точности в современных работах в основном используется выражение

Harmathy [33] для расчета скорости всплытия одиночного пузырька в покоящейся бесконечной среде:

$$v_{0\infty} = 1.53 \left[\frac{g(\rho_L - \rho_g)\sigma}{\rho_L^2} \right]^{0.25} . \quad (89)$$

В условиях ограниченных геометрических размеров трубы и наличия многих пузырьков эта скорость несколько иная. Zuber и Hench в [34] модифицировали уравнение Harmathy, используя коэффициент, учитывающий истинное объемное содержание жидкости, а именно $(1-\alpha)^n$, где α - истинное объемное содержание газа. В этой модели скорость всплытия пузырька v_0 меньше $v_{0\infty}$ и равна

$$v_0 = v_{0\infty} (1-\alpha)^n = 1.53 \left[\frac{g(\rho_L - \rho_g)\sigma}{\rho_L^2} \right]^{0.25} (1-\alpha)^n . \quad (90)$$

Как было отмечено многими исследователями [35,36], для газожидкостных течений в вертикальных трубах в качестве значения показателя степени n лучше брать 0. Ansari и др. [37] пришли к выводу, что оптимальным для n является значение 0.5. Подставляя $n=0.5$ в выражение (90) и принимая во внимание угол наклона θ скважины, получим выражение для аксиальной компоненты скорости всплытия пузырька:

$$v_0 \sin \theta = v_{0\infty} (1-\alpha)^{0.5} \sin \theta = 1.53 \left[\frac{g(\rho_L - \rho_g)\sigma}{\rho_L^2} \right]^{0.25} (1-\alpha)^{0.5} \sin \theta . \quad (91)$$

Последним параметром, который необходимо определить, остался так называемый коэффициент потока \tilde{n}_0 . Анализ профилей распределения по сечению трубы скоростей и концентрации пузырьков позволяет оценить этот коэффициент. Поскольку для подавляющего большинства практических задач можно предположить, что режим течения турбулентный, то скорость потока на оси трубы в 1.2 раза больше усредненной по сечению трубы скорости смеси. Кроме того, при

стабилизированном турбулентном течении в трубах распределение скорости по поперечному сечению имеет вид усеченной параболы (см. рисунок 7), когда наблюдаются слабые изменения скорости в турбулентном ядре и наибольшие изменения скорости вблизи стенки в вязком подслое. Хотя и небольшая часть пузырьков всплывают вблизи стенки трубы, все же было установлено, что значение 1.2 является наиболее точным для c_0 . В классической работе Zuber и Findlay [36] значение этого коэффициента c_0 , равное 1.2 было установлено для системы вода-воздух в трубе с диаметром 2 дюйма. В дальнейшем было предпринято много попыток уточнить этот коэффициент для других систем, но всякий раз получалось значение 1.2.

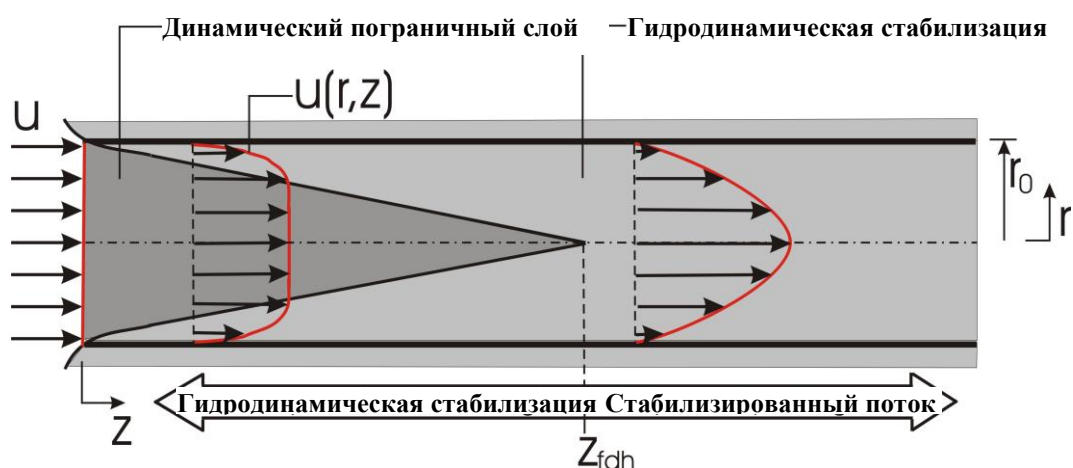


Рисунок 7 - Профиль скорости для турбулентного режима течения

Однако существует одно исключение для $c_0=1.2$. В случае пузырьковой структуры потока в покоящемся столбе жидкости в трубах большого диаметра (>100 мм) значение 1.2 уже не может быть использовано. Восходящее движение пузырьков в центральной части трубы становится причиной того, что они увлекают за собой жидкость, окружающую их. Поскольку суммарное движение жидкости нулевое, то в пристеночной области наблюдается обратное течение пленки жидкости. Из-за такой циркуляции жидкости в покоящемся столбе жидкости

отношение максимума скорости к средней скорости становится значительно выше, а значит и выше коэффициент потока c_0 .

Анализируя данные по истинным объемным содержаниям газа на основе уравнения (88), Rahman [38] установил значение $c_0=2.0$ для покоящегося столба жидкости в 127 мм-ой вертикальной трубе. Ранее некоторые исследователи, такие как Zahradnik и Kastanek, в работе [39] определили это значение $c_0=2.95$ для больших диаметров труб (>127 мм). В работе Kabir и Hasan [40] показано, что значение $c_0=2.0$ подходит не только для покоящегося столба жидкости, но и для низких скоростей жидкости ($v_{sl}<0.3$ см/сек). Данные, полученные в трубе с диаметром 140 мм при небольших скоростях жидкости, показали значение $c_0=1.6$.

Таким образом, значение $c_0=2.0$ применимо в трубах с большими диаметрами для покоящегося столба жидкости или небольших скоростей жидкости. Значение $c_0=1.2$ хорошо установлено для пузырьковой структуры потока для небольших диаметров труб. Точное значение диаметра трубы, при котором происходит изменение значения c_0 , не известно в силу неполноты исследований по этому вопросу. Кроме того, неизвестно характер этого изменения: непрерывный или скачкообразный.

Говоря о влиянии угла наклона трубы на c_0 , то, вероятно, стоит ожидать, что профиль распределения концентрации пузырьков будет подвержен этому влиянию. Поэтому Gomez и др. в своей работе [41] использовали значение $c_0=1.15$. Однако как показывают результаты в работе [42], полученные при обработке данных с труб, находившихся под углами вплоть до 32° к вертикали, влияние угла наклона трубы пренебрежимо мало. Даже для пузырькового режима потока в горизонтальных скважинах было найдено, что $c_0=1.2$ [43,44].

Используя $c_0=1.2$ и вспоминая, что $v_g = \frac{v_{sg}}{\alpha}$, получим из выражения (91) неявное уравнение для определения истинного объемного газосодержания α

$$1.53 \left[\frac{g(\rho_L - \rho_g)\sigma}{\rho_L^2} \right]^{0.25} (1 - \alpha)^{0.5} \sin \theta = \frac{v_{sg}}{\alpha} - 1.2v_m. \quad (92)$$

Определив α , можно найти истинное объемное содержание жидкости H_L

$$H_L = 1 - \alpha. \quad (93)$$

Далее можно рассчитать параметры газожидкостного потока:

$$\rho_m = \rho_L H_L + \rho_g (1 - H_L), \quad (94)$$

$$\mu_m = \mu_L H_L + \mu_g (1 - H_L). \quad (95)$$

Градиент давления для пузырькового режима течения можно рассчитать суммированием составляющей градиента по трению, гравитационной составляющей градиента и составляющей градиента по ускорению:

$$\frac{dp}{dL} = \left(\frac{dp}{dL} \right)_f + \left(\frac{dp}{dL} \right)_g + \left(\frac{dp}{dL} \right)_{ac} \quad (96)$$

где $\left(\frac{dp}{dL} \right)_f$ - составляющая градиента давления по трению, определяемая из уравнения Дарси-Уэйсбаха [45] (в данном случае записанное для смеси):

$$\left(\frac{dp}{dL} \right)_f = \frac{f_m v_m^2 \rho_m}{2d}, \quad (97)$$

$\left(\frac{dp}{dL} \right)_g$ - гравитационная составляющая градиента давления, определяемая как

$$\left(\frac{dp}{dL}\right)_g = \rho_m g \sin \theta, \quad (98)$$

$\left(\frac{dp}{dL}\right)_{ac}$ - составляющая градиента по ускорению, определяемая из равенства

$$\left(\frac{dp}{dL}\right)_{ac} = \rho_m v_m \frac{dv_m}{dL} \quad (99)$$

Плотность смеси ρ_m рассчитывается из (94).

Для расчета коэффициента трения Муди f_m в случае пузырьковой структуры потока без потери точности возможно применение псевдооднородной модели жидкости, когда считается, что пузырьки достаточно малы и равномерно перемешаны по всему объему жидкости. В этом случае справедливы зависимости для однофазного потока.

Коэффициент трения Муди f_m различается для ламинарного и турбулентного режимов течений. При движении жидкости в трубах при $Re < 2 \cdot 10^3$ режим течения полностью ламинарный. Развитый турбулентный режим течения устанавливается при значениях $Re > 1 \cdot 10^4$. Диапазон изменения Re от $2 \cdot 10^3$ до $1 \cdot 10^4$ соответствует переходному режиму течения [46].

В случае ламинарного режима течения значение коэффициента трения удастся установить аналитически, поскольку в этом случае известен профиль скорости, интегрирование которого в капиллярных трубках приводит к формуле Пуазейля

$$v = \frac{d^2}{32\mu} \left(\frac{dp}{dL}\right) \quad (100)$$

Используя тот факт, что составляющая градиента по трению в случае ламинарного режима течения зависит исключительно от силы

касательного напряжения, то объединение (97) и (100) позволяет рассчитать коэффициент трения Муди f_m :

$$f_m = \frac{64}{Re_m}, \quad (101)$$

где число Рейнольдса Re_m для смеси рассчитывается как

$$Re_m = \frac{\rho_m v_m d}{\mu_m}. \quad (102)$$

Вязкость смеси μ_m рассчитывается согласно (95).

В случае турбулентного режима течения экспериментально доказано, что профиль скорости и градиент давления зависят шероховатости стенок трубы. Стоит заметить, что на практике нефтегазодобычи редко встречаются гладкие трубы. В свою очередь, шероховатость трубы зависит типа материала, из которого изготовлена труба, типа производства, возраста трубы и условий эксплуатации.

Используя микроскоп, можно показать, что уровень шероховатости стенок не везде одинаков. Характер выступов и углублений меняется в зависимости от высоты, ширины, длины, формы и типа трубы, отложений солей, парафинов и степени износа, эрозия, коррозия. Абсолютная шероховатость трубы, ε - это средняя высота выступов стенки трубы, равномерно распределенных вдоль рассматриваемого участка трубы в условиях того же градиента давления, что и в реальной трубе.

Согласно теории подобия предполагается, что характеристики течения зависят не от абсолютных размеров выступов, а от отношения шероховатости к внутреннему диаметру трубы, ε/d . Однако экспериментальные исследования показали, что характеристики турбулентного течения зависят еще не только от относительной шероховатости, но и от числа Рейнольдса. Если толщина ламинарного подслоя у стенки трубы при турбулентном течении большая, то

характеристики течения будут аналогичны течению в гладкой трубе. Толщина ламинарного подслоя напрямую определяется числом Рейнольдса. В этом случае возможно использование формулы, которую получили Drew и др. [47]:

$$f_m = 0.0056 + 0.5 \operatorname{Re}_m^{-0.32} \quad (103)$$

для $3000 < \operatorname{Re}_m < 3 \cdot 10^6$,

а также формулы Blasius [48]

$$f_m = 0.316 \operatorname{Re}_m^{-0.25} \quad (104)$$

для $3000 < \operatorname{Re}_m < 10^5$.

При развитом турбулентном режиме течения при $\operatorname{Re} > 1 \cdot 10^4$ говорят об абсолютно шероховатой трубе, так как в этом случае согласно экспериментальным работам Nikuradse [49] коэффициент трения зависит только от относительной шероховатости:

$$\frac{1}{\sqrt{f_m}} = 1.74 - 2 \lg \left(\frac{2\varepsilon}{d} \right). \quad (105)$$

При переходном режиме течения, когда Re_m изменяется от $2 \cdot 10^3$ до $1 \cdot 10^4$, коэффициент Муди зависит от значений числа Рейнольдса и относительной шероховатости. В этом случае говорят частично шероховатой трубе. В работе Colebrook [50] было получено эмпирическое соотношение, которое описывает изменение значения коэффициента трения Муди в этой переходной области:

$$\frac{1}{\sqrt{f_m}} = 1.74 - 2 \lg \left(\frac{2\varepsilon}{d} + \frac{18.7}{\operatorname{Re}_m \sqrt{f_m}} \right). \quad (106)$$

Стоит заметить, что при больших значений числа Рейнольдса соотношение (106) переходит в соотношение (105) для развитого турбулентного потока. Как видно, равенство (106) является неявным уравнением для расчета f_m , поэтому решать его нужно итерационно. Для

этого преобразуем (106) к виду, удобного для решения итерационным методом [51]:

$$f_m^{i+1} = \left[1.74 - 2 \lg \left(\frac{2\varepsilon}{d} + \frac{18.7}{\text{Re}_m \sqrt{f_m^i}} \right) \right]. \quad (107)$$

В качестве начального приближения можно воспользоваться любым из явно заданных уравнений для гладкой трубы или аппроксимацией уравнения Colebrook. Среди множества аппроксимаций этого уравнения наиболее точной и простой является аппроксимация Zigrang и Sylvester [52]:

$$\frac{1}{\sqrt{f_m}} = -2 \lg \left[\frac{2\varepsilon/d}{3.7} - \frac{5.02}{\text{Re}_m} \lg \left(\frac{2\varepsilon/d}{3.7} + \frac{13}{\text{Re}_m} \right) \right]. \quad (108)$$

На рисунке 8 приведена диаграмма Муди зависимости коэффициента трения от числа Рейнольдса и относительной шероховатости для однофазного течения, построенная на основе соотношений (101) и (106). Напомню, что здесь мы применяем предположение, в рамках которого эти же зависимости могут быть использованы для расчета коэффициента трения в случае пузырьковой структуры потока, но при этом число Рейнольдса рассчитывается для смеси с помощью (102).

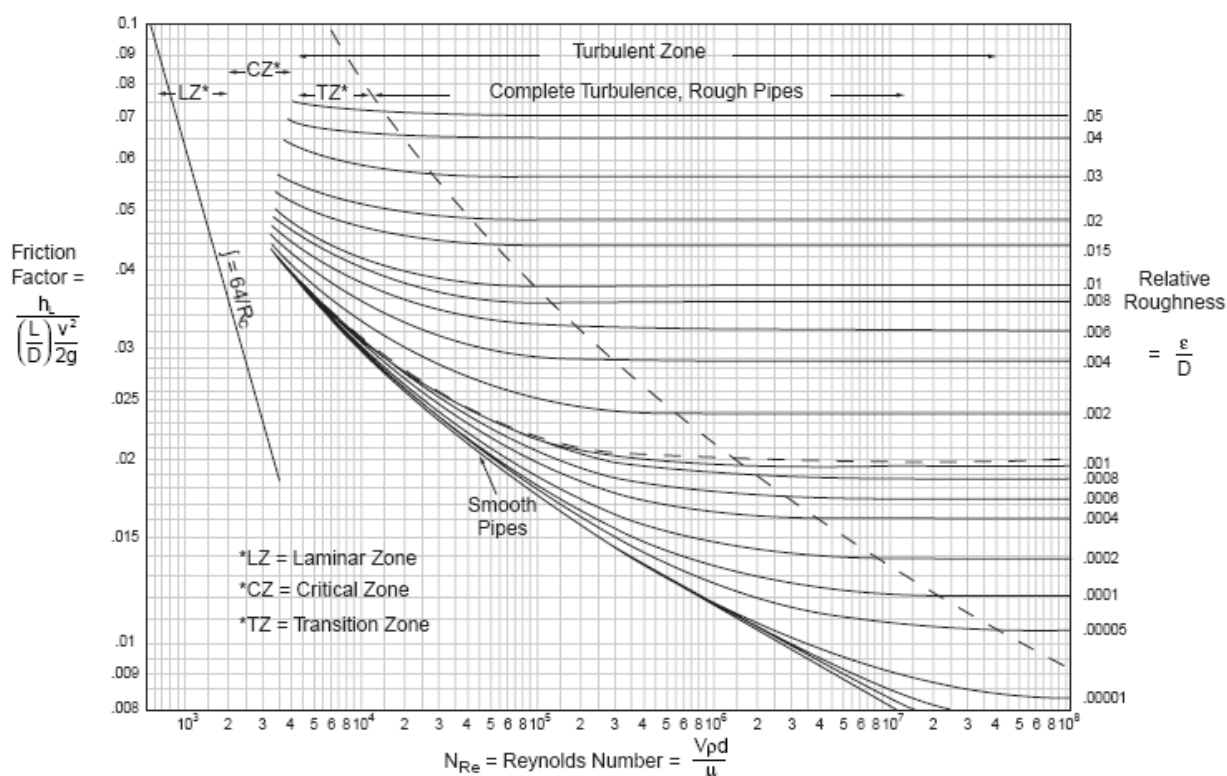


Рисунок 8 - Диаграмма Муди [53]

Стоит также подчеркнуть, что значение ϵ невозможно установить с помощью непосредственных измерений. Оно соответствует некому среднему значению выступов стенки трубы, которое вызывает аналогичное трение, что и в реальной трубе. Единственный способ вычислить ϵ — это использовать его в качестве подгоночного параметра при аппроксимации измеренного градиента давления соотношением Дарси-Уэйсбаха (97) с использованием (106) и рассчитанного числа Рейнольдса. Полученное значение ϵ можно использовать во всех прогнозных расчетах. Однако при эксплуатации труб этот параметр не остается постоянным, поскольку материал стенок труб подвержен эрозии, коррозии, парафиновым отложениям. Поэтому этот параметр время от времени подлежит обновлению.

В случае, если о стенках трубы никакой информации неизвестно, то для новой трубы рекомендуется использовать значение $\epsilon = 15.24$ мкм. При эксплуатации труб в агрессивных средах или средах, которые

значительно загрязняют трубы, можно использовать значение шероховатости для “очень грязной трубы” $\varepsilon = 228.6$ мкм [53]. Для большинства скважин составляющая градиента по трению относительно мала по сравнению с гравитационной составляющей. Следовательно, в качестве значения абсолютной шероховатости можно брать оценочные значения.

3.5 Выводы к главе 3

1. Построена математическая модель теплообмена между двигателем УЭЦН и трехфазным флюидом для пузырьковой структуры потока с учетом различных свойств и состава флюида, характеристиках погружного оборудования и передачи тепла в пласт.

2. Приведена методика расчета интегрального коэффициента теплопередачи на основе современных корреляций и теплофизических свойств флюида.

3. Условием бесперебойной работы УЭЦН является существование в скважине пузырьковой структуры потока.

4. Проанализированы и представлены современные методы для описания и прогнозирования пузырьковой структуры потока в модели теплообмена между ПЭД и трехфазной смесью.

5. Построенная математическая модель является основой для создания программы численного моделирования, необходимой для решения практических задач по расчету теплового режима ПЭД при подборе УЭЦН и при эксплуатации ПЭД в скважине с меняющимися технологическими параметрами (обводненность, газовый фактор и др.).

6. На основе предложенной модели может быть разработана методика регулирования теплового режима двигателя, которая позволит снизить количество остановок двигателя на охлаждение во время вывода скважины на режим.

ГЛАВА 4 ИССЛЕДОВАНИЕ ТЕПЛОВОГО РЕЖИМА ПОГРУЖНОГО ЭЛЕКТРОДВИГАТЕЛЯ

4.1 Программа для численного моделирования

Для численных расчетов процесса теплообмена между двигателем и многофазным флюидом с учетом теплообмена с окружающей породой была разработана программа на языке Visual Basic. Данная программа включает несколько десятков функций и процедур для моделирования теплообмена между ПЭД и многофазным флюидом, для определения свойств водонефтегазовой смеси в кольцевом пространстве между двигателем и эксплуатационной колонной при фактических температуре, давлении, дебите, газосодержании, термохарактеристик окружающей среды и погружного оборудования и др. В данной программе для удобства реализована специальная пользовательская консоль в Excel, где можно задать все необходимые параметры (см. таблица 2).

Таблица 2 – Входные параметры с пользовательской консоли программы для численного моделирования

Входные данные				
Параметр	Начальное значение	Конечное значение	Шаг	
Пластовое давление				МПа
Пластовая температура				МПа
Давление насыщения нефти				°С
Газовый фактор				м³/м³
Обводненность				доля
Дебит ждкости				м³/сут
Плотность газа в стандартных условиях				кг/м³
Плотность нефти в стандартных условиях				кг/м³
Плотность нефти в пластовых условиях				кг/м³
Плотность воды в стадартных условиях				кг/м³
Давление на приеме насоса				МПа
Температура на приеме насоса				°С
Содержание метана				доля
Содержание N2				доля
Содержание УВ+не УВ				доля
Внешний диаметр ПЭД				м
Внутренний диаметр эксплуатационной колонны				м
Длина ПЭД				м
Теплоемкость воды				Дж/(кг*°К)
Теплопроводность ПЭД				Вт/(кг*°К)
Мощность ПЭД				кВт

КПД ПЭД				доля
Координата z вдоль ПЭД				м
Шероховатость				доля
Теплопроводность цемента				Вт/(кг*°К)
Диаметр цементного кольца				м
Внешний диаметр эксплуатационной колонны				м

Основные функции программы для численного моделирования следующие:

- Пересчет свойств составляющих флюид фаз в пластовые условия.
- Учет режима течения, структуры потока, типа эмульсии, теплообмена на участках гидродинамической и термической стабилизации.
- Расчет процесса теплообмена между двигателем и многофазным флюидом, содержащим газ.
- Расчет передачи тепла в пласт.
- Проведение анализа чувствительности по каждому из параметров.

4.2 Апробация модели на основе экспериментальных данных

Далее опробуем построенную модель на примере реальных данных температуры, полученных со скважин с УЭЦН, которые оборудованы системой телеметрии. Сравнение рассчитанных данных температуры и измеренных проводилось для трех скважин с разными типоразмерами насосов и двигателей. Скважины пробурены на месторождении «В», основные характеристики которого представлены в таблице 3. Параметры трех типов скважин, использованных для апробации модели, приведены в таблице 4.

Таблица 3 - Некоторые характеристики месторождения «К», использованные при моделировании

Параметр	Единицы измерения	Значение
Пластовое давление	МПа	26,69
Давление насыщения	МПа	5,98
Пластовая температура	°С	93
Газонасыщенность	м³/м³	24,4
Плотность газа при ст. усл.	кг/м³	1,038
Плотность нефти при ст. усл.	кг/м³	859
Плотность воды при ст. усл.	кг/м³	1023
Теплопроводность цемента	Вт/(м·К)	0,7
Внешний диаметр цементного кольца	м	0,216
Внешний диаметр колонны	м	0,146

Таблица 4 - Параметры типов скважин, использованных при моделировании

Параметр	Единицы измерения	Тип 1	Тип 2	Тип 3
Обводненность	д. е.	0,93	0,93	0,94
Дебит по жидкости	м³/сут	320	303	640
Давление на приеме насоса	МПа	5,8	9,8	15,6
Температура флюида	°С	87	90	88
Внешний диаметр ПЭД	м	0,116	0,116	0,116
Внутренний диаметр колонны	м	0,127	0,127	0,127
Длина ПЭД	м	15,2	15,2	15,2
Теплопроводность ПЭД	Вт/(м·К)	14	14	14
Мощность ПЭД	кВт	283	180	318
КПД ПЭД	д. е.	0,8	0,87	0,85
Координата вдоль ПЭД	м	0	0	0
Температура пласта на глубине спуска ПЭД	°С	85	91	89
Глубина спуска ПЭД	м	2559	2824	2685

Сопоставление рассчитанных и измеренных значений температур показаны на рисунке 9. Как видно из сопоставления, имеется некоторое расхождение между этими температурами, которое укладывается в 20%-ое окно. Один из основных источников расхождения – это неточное

определение коэффициента теплопроводности двигателя, так как сложно рассчитать этот параметр для двигателя, который имеет довольно сложную конструкцию. Для того чтобы построенная модель давала более точные результаты, необходимо экспериментально измерять коэффициент теплопроводности двигателя. Также следует отметить неопределенности, которые связаны с подсчетом теплофизических свойств и критериев Прандтля, Нуссельта, Рейнольдса для трехфазной смеси. Другие источники расхождения – это влияние механических примесей, которые участвуют в процессе теплообмена, и неточное определение тепловых параметров цемента и пласта. Также имеет место быть значения, которые вылетели из общей статистики по причине неисправности датчиков системы телеметрии.

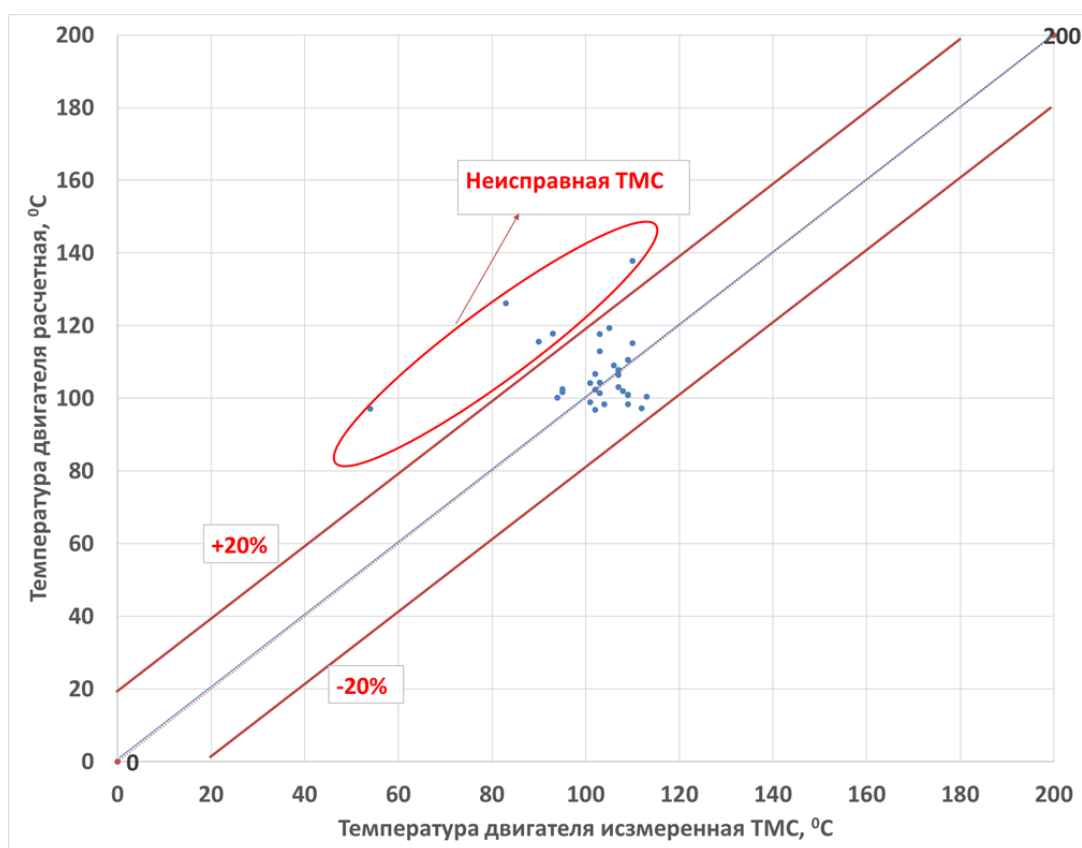


Рисунок 9 - Результат сравнения рассчитанных и измеренных температур

4.3 Моделирование теплового режима ПЭД

4.3.1 Характеристика месторождения для исследования теплового режима

Моделирование проводилось для одного из месторождений «Л» Томской области [54,55,56,57,58,59] с характеристиками, приведёнными в таблице 5. Для исследования теплового режима выбраны скважины, оборудованные ПЭД ЭДС140-117М.

Таблица 5 - Характеристики месторождения “Л” и двигателя ЭДС140-117М, использованные при моделировании

Пластовое давление	26,6	МПа
Пластовая температура	91	0С
Плотность газа при ст. усл.	1,284	кг/м3
Плотность нефти при ст. усл.	825	кг/м3
Плотность воды при ст. усл.	1023	кг/м3
Давление на приеме насоса	4	МПа
Температура на приеме насоса	70	0С
Внешний диаметр ПЭД	0,117	м
Внутренний диаметр колонны	0,127	м
Длина	14	м
Теплоемкость воды	4380	Дж/(кг·К)
Теплопроводность ПЭД	16	Вт/(кг·К)
Номинальная мощность ПЭД	140	кВт
КПД	0,845	д. е.
Координата вдоль ПЭД	14	м

4.3.2 Влияние обводненности на температуру двигателя

Один из самых важных параметров, который влияет на охлаждение двигателя – обводненность. Во время эксплуатации месторождения этот параметр меняется во времени и, поэтому может улучшить или ухудшить теплообмен между двигателем, флюидом и колонной.

На рисунке 10 показана зависимость температуры двигателя от скорости потока жидкости для разных значений обводненности в диапазоне 10 – 90 %. На рисунке также показана максимальная рабочая

температура, выше которой согласно регламенту данный двигатель не рекомендуется эксплуатировать.

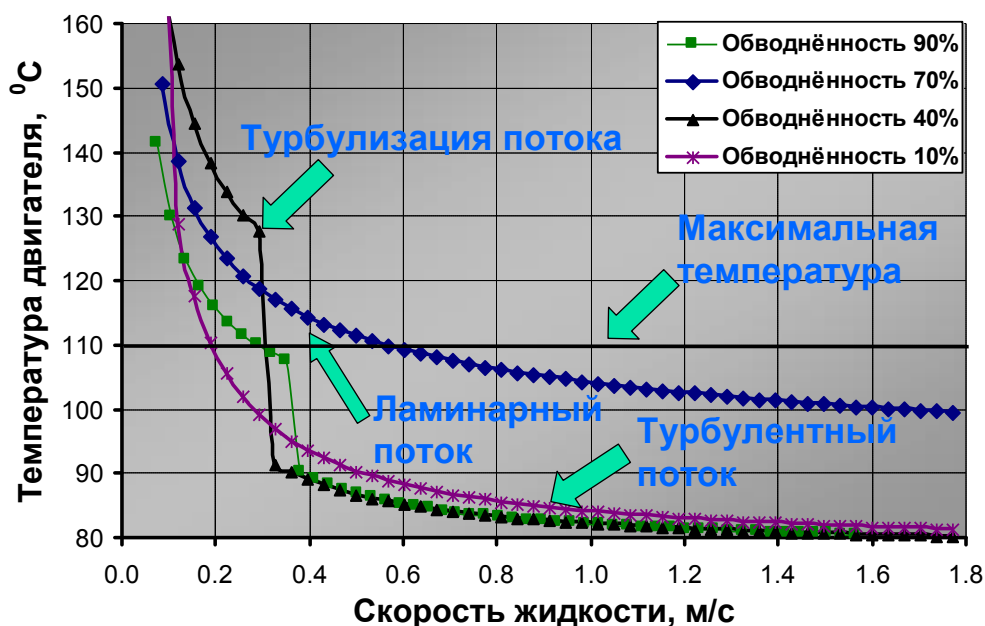


Рисунок 10 - Влияние обводненности на охлаждение ПЭД

Известно, что теплоемкость и теплопроводность у воды больше, чем у нефти. Поэтому следует ожидать, что повышение обводненности скважинной продукции приведет к улучшению теплосъема с двигателя. Как видно из рисунка 10, кроме типа и структуры потока существует значительное влияние режима течения (ламинарный или турбулентный) на формирование процесса теплообмена. При обводненности 70 % течение смеси полностью ламинарное, но при обводненности 40 % при значении скорости 0,3 м/с мы можем наблюдать смену режима течения от ламинарного к турбулентному. Для обводненности 10 % режим течения полностью турбулентный. Резкое падение температуры для обводненности 40 % объясняется именно сменой режима течения. Интенсивность теплообмена для ламинарного течения значительно хуже, чем для турбулентного. Поэтому, при скоростях жидкости, больших 0,3 м/с (где режим течения полностью турбулентный), температура двигателя для обводненностей 10 % и 40 % больше, чем температура для обводненности 70 %. Но из графика также очевидно, что для ламинарного

течения увеличение обводненности приводит к улучшению процесса охлаждения двигателя, и как следствие, к меньшей температуре двигателя.

Для обводненности 90 % тоже можно наблюдать турбулизацию потока, в результате которой происходит падение температуры двигателя.

4.3.3 Влияние газового фактора на температуру двигателя

Для выявления влияния газового фактора выберем значения этого параметра равными 50, 100 и 150 м³/м³ (см. рисунок 11). Значение обводненности было выбрано равным 70 %.

Как видно из рисунка, для газовых факторов 50 м³/м³ и 100 м³/м³ процесс теплообмена менее интенсивный, чем для газового фактора 150 м³/м³. Этот результат может быть объяснен тем, что свободный газ, выделившийся в результате разгазирования нефти, стимулирует теплосъем с двигателя, так как в этом случае резко повышаются скорость смеси и число Рейнольдса. Это предопределяет ранний переход к турбулентному режиму течения, и поэтому процесс охлаждения двигателя интенсифицируется. Переход к турбулентному режиму можно наблюдать из графика для газового фактора 150 м³/м³ при скорости 0,25 м/с. При этом значении скорости температура двигателя значительно падает.

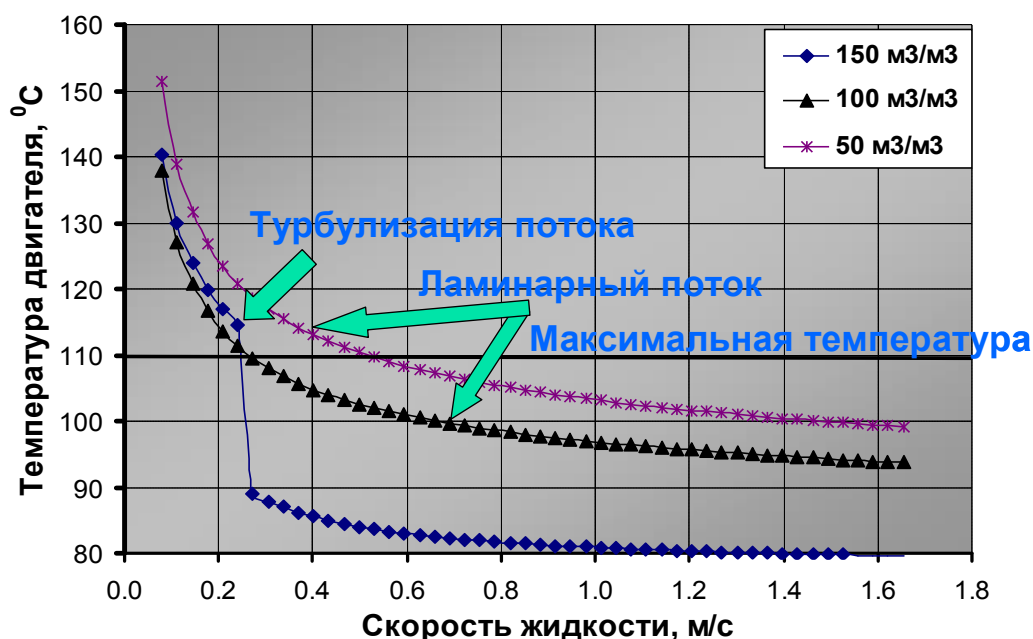


Рисунок 11 - Влияние газового фактора на охлаждение ПЭД

4.3.4 Влияние температуры флюида на охлаждение двигателя

Температура обтекающего двигатель флюида играет значительную роль в формировании температуры двигателя. Очевидно, что повышение температуры флюида приведет к повышенной рабочей температуре двигателя. Температура пластового флюида может иметь значения, при которых двигатель не рекомендуется по регламенту эксплуатировать. Рисунок 12 демонстрирует влияние температуры флюида на температуру двигателя. Исследование проведено для трех температур флюида: 70, 80 и 90 °C. Газовый фактор был выбран равным 150 м³/м³, а обводненность – 30 %. Критическая температура, выше которой данный двигатель не рекомендуется эксплуатировать, равна 110 °C. Как видно из графика, повышение температуры обтекающего флюида вызывает повышение рабочей температуры двигателя, поэтому минимальная скорость флюида, необходимая для поддержания температуры двигателя ниже критической, тоже повышается и может отличаться от заявленной в регламенте к этому двигателю (в данном случае она равна 0,5 м/с). Поэтому в тех случаях,

когда скорость жидкости больше минимальной допустимой скорости, рассчитанной с помощью данной модели, нет необходимости останавливать скважину на охлаждение ПЭД. При выводе скважины на режим это позволит минимизировать время простаивания скважины на охлаждение ПЭД и уменьшить риск перегрева двигателя в его наиболее опасные первые минуты запуска. Ну а в тех случаях, когда фактическая минимальная допустимая скорость больше заявленной в регламенте, результат расчета на основе данной модели позволит упредить перегрев двигателя.

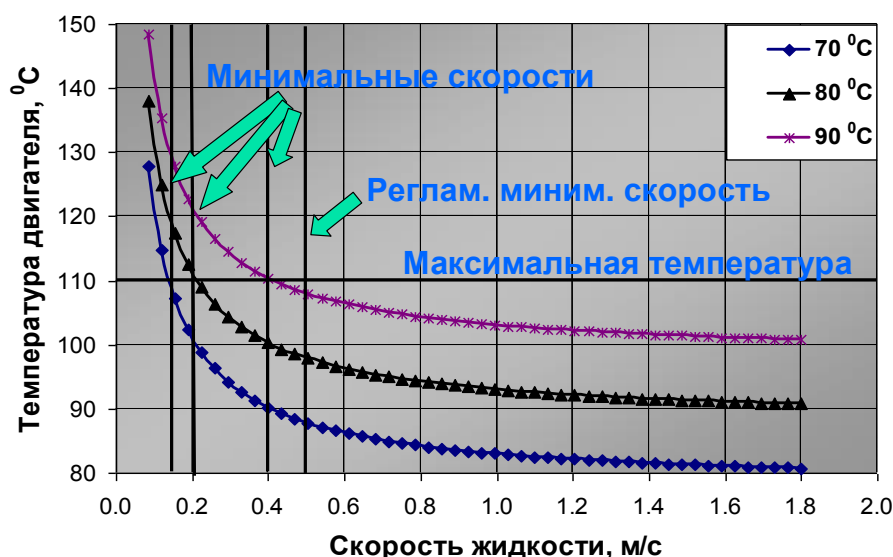


Рисунок 12 - Влияние температуры флюида на охлаждение ПЭД

4.3.5 Влияние диаметра колонны на температуру двигателя

При подборе УЭЦН на заданную глубину рекомендуется наравне с другими факторами, влияющими на подбор насоса, рассматривать фактор, связанный с охлаждением ПЭД. Большой диаметр эксплуатационной колонны может оказать влияние на гидродинамические условия протекания продукции, при которых охлаждение двигателя не будет достаточным, что может привести к повышенным рабочим температурам и вызвать перегрев ПЭД.

Анализ чувствительности выполнен для двух наиболее часто используемых российскими компаниями диаметров эксплуатационных колонн: 146 мм и 168 мм. Параметры смеси были подобраны таким образом, чтобы создать два режима течения: ламинарный и турбулентный. Обратимся к рисунку 13а, где показаны получившиеся в результате расчетов зависимости температуры ПЭД от дебита жидкости для двух диаметров в случае ламинарного режима течения. Газовый фактор и обводненность были взяты равными $150 \text{ м}^3/\text{м}^3$ и 70 %, соответственно. Как и ожидалось, для диаметра 168 мм температуры двигателя значительно выше, чем температуры для диаметра 146 мм, из-за меньших скоростей смеси в кольцевом пространстве между двигателем и колонной. Кроме того, как видно из графика для диаметра 168 мм, при всех значениях дебита жидкости температура двигателя превышает его критическую температуру, и поэтому он не может эксплуатироваться в данной области дебитов и параметров.

На рисунке 13б показано влияние диаметра эксплуатационной колонны на температуру ПЭД в случае турбулентного режима течения. Значения газосодержания и обводненности были взяты равными $100 \text{ м}^3/\text{м}^3$ и 30 % соответственно. Как следует из графика, при турбулентном режиме течения рабочая температура двигателя слабо зависит от диаметра колонны. Такое поведение зависимости температуры двигателя от диаметра связано с тем, что при турбулентном режиме перенос теплоты внутри флюида осуществляется в основном путем перемешивания (в отличие от ламинарного, где в основном путем теплопроводности). При этом процесс перемешивания протекает настолько интенсивно, что тепло отводится эффективно для всех рассматриваемых диаметров, и температура боковой поверхности двигателя приближается к температуре обтекающего флюида по мере увеличения дебита жидкости.

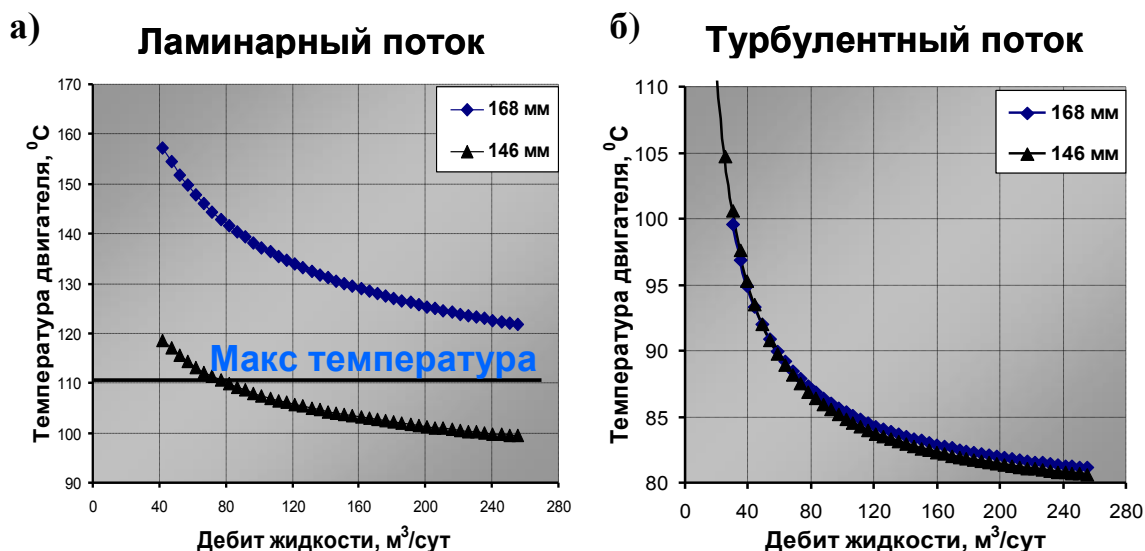


Рисунок 13 - Влияние диаметра эксплуатационной колонны на охлаждение ПЭД:
а) при ламинарном режиме течения, б) при турбулентном режиме течения

4.3.6 Влияние мощности ПЭД на его температуру

Рисунок 14 демонстрирует чувствительность температуры двигателя к четырем значениям мощности: 22, 45, 100 и 140 кВт. Газовый фактор и обводненность принимались равными 100 м³/м³ и 30 %, соответственно. Как предполагалось, более мощный двигатель эксплуатируется на повышенных температурах при одних и тех же скоростях жидкости, особенно при малых скоростях, когда реализуются такие физические условия, в которых наблюдается неполный вынос капелек воды в кольцевом зазоре. Далее при более высоких значениях скорости температуры двигателей становятся ниже критической, и разница между этими температурами убывает по мере увеличения скорости потока жидкости.

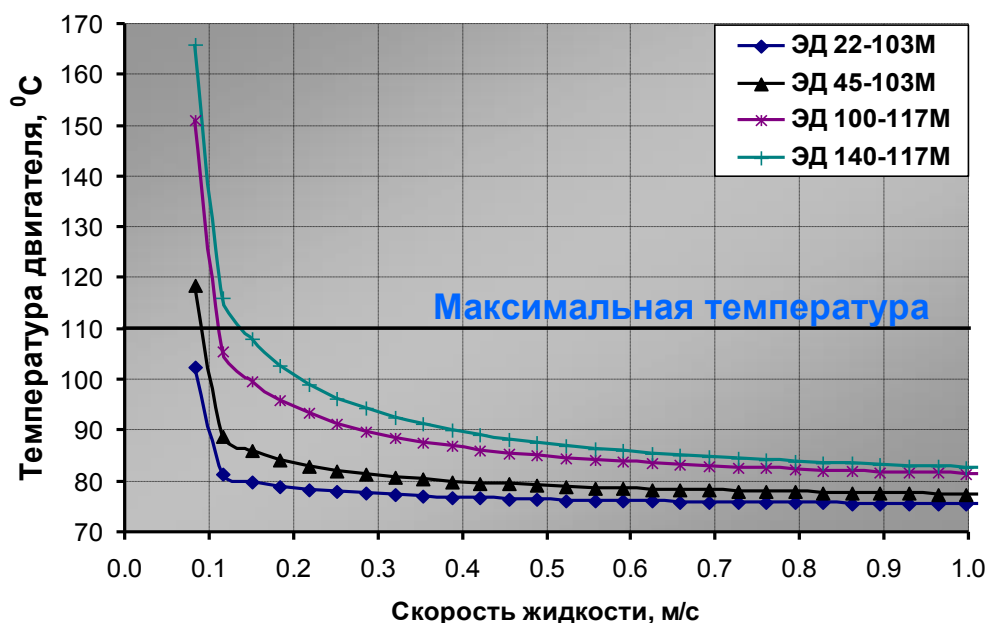


Рисунок 14 - Влияние мощности ПЭД на его охлаждение

4.3.7 Экономический эффект

Предложенная методика позволяет осуществлять процесс регулирования теплового режима двигателя, которая позволяет достичь экономического эффекта за счет уменьшения длительности вывода на режим (ВНР) и увеличение межремонтного периода (МРП).

Уменьшение длительности ВНР позволяет снизить количество остановок двигателя на охлаждение, а значит, уменьшить вероятность перегрева двигателя, что сократит затраты на ремонт оборудования. Так, для месторождения «Л» длительность ВНР методика позволяет оценочно снизить на 1,6 дня. Принимая средние технологические показатели скважины и макроэкономические параметры, приведенные в таблице 6, позволяет оценить упущенную выгоду. Эта величина составит 6,4 тыс. долларов на скважину за один год, а для 100 скважин – это уже 640 тыс. долларов за один год.

Таблица 6 - Средние технологические показатели скважины «Л» и макропараметры

Дебит по жидкости, м ³ /сут	Обводненность, %	Дебит по нефти, м ³ /сут	Цена нефти марки Urals, \$/бар	Годовая процентная ставка в банке, %
100	90	10	54,2	18

Увеличение среднего МРП для месторождения «Л» оценочно может составлять за счет в 1,4 раза. Принимая средние показатели по МРП для месторождения «Л», приведённые в таблице 7, получаем упущенную выгоду в размере 1,5 тыс. долларов на скважину за один год, а для 100 скважин –150 тыс. долларов за один год.

Таблица 7 - Средние показатели МРП скважины «Л» и макропараметры

Средняя стоимость ремонта, \$	Прежний средний МРП, сут	Новый средний МРП, сут	Годовая процентная ставка в банке, %
2300	190	266	18

4.4 Выводы к главе 4

1. На основе построенной в главе 3 математической модели разработана программа для численного расчета процесса теплообмена между ПЭД и флюидом при различных свойствах флюида и технологических параметрах.

2. Проведена апробация построенной модели на фактических данных температуры ПЭД для скважин, оборудованных системой телеметрии. Выявлены и проанализированы погрешности, возникающие при прогнозе температуры ПЭД на основе разработанной модели.

3. Используя программу для численного моделирования проведено моделирование теплового режима ПЭД при изменении свойств водонефтегазовой смеси и параметров погружного оборудования. На

примере месторождений Томской области получены условия оптимального теплового режима ПЭД в зависимости от обводненности и содержания газовой фазы при длительной эксплуатации скважины.

4. Сформирована методика регулирования теплового режима ПЭД, состоящие в следующем:

- увеличение обводненности при ламинарном режиме течения улучшает теплообмен благодаря большей теплопроводности воды по сравнению с нефтью;
- уменьшение обводненности может стать причиной ранней турбулизации потока, что приведет к ухудшению теплосъема;
- рост свободного газа в потоке может привести к ранней турбулизации, что в результате улучшит теплообмен;
- увеличение диаметра эксплуатационной колонны приводит к ухудшению теплосъема с двигателя в случае ламинарного режима течения, а в случае турбулентного режима теплообмен практически не зависит от диаметра колонны;
- расчет температуры двигателя на основе фактических данных по свойствам флюида позволяет снизить количество остановок двигателя на охлаждение, а значит, уменьшить вероятность перегрева двигателя, сократить потери добычи и затраты компании на ремонт оборудования;
- не всегда следует бороться с газопроявлением с точки зрения охлаждения двигателя, поскольку повышенный газовый фактор улучшает охлаждение двигателя;
- в тех случаях, когда повышенная обводненность формирует ламинарный режим течения, необходимо создать турбулентный поток с помощью применения искусственных турбулизаторов, оребрения поверхности двигателя и др., поскольку повышенная обводненность незначительно улучшает теплосъем в случае ламинарного режима течения;

- при подборе насоса необходимо рассчитать с помощью данной программы температуру двигателя на глубине его спуска при действительных свойствах флюида и технологических параметрах, так как в этих условиях охлаждение двигателя может быть недостаточным;
- для исключения необоснованных остановок на охлаждение двигателя при выводе скважины на режим необходимо с помощью данной программы произвести расчет минимально допустимой скорости потока.

ГЛАВА 5 ОСОБЕННОСТИ ТЕПЛООБМЕНА ПОГРУЖНОГО ЭЛЕКТРОДВИГАТЕЛЯ С ЖИДКОСТНЫМ ПОТОКОМ В УСЛОВИЯХ ВЫНОСА МЕХАНИЧЕСКИХ ПРИМЕСЕЙ

5.1 Анализ современных исследований по влиянию механической примеси

Известно, что вынос песка является одним из осложняющих факторов при механизированной добыче нефти. Так, при эксплуатации скважины, оборудованной установкой электроцентробежного насоса (УЭЦН), механическая примесь приводит к абразивным эффектам, оседанию твердых частиц в рабочих секциях насоса и заклиниванию. Теми или иными методами концентрация механической примеси может быть уменьшена, но какая-то доля твердых частиц будет всегда присутствовать в скважинной продукции. Кроме того, как показывает анализ эксплуатационных параметров, концентрация взвешенных частиц (КВЧ) может меняться несколько раз в месяц, а значения КВЧ могут измениться в два и более раза. В то же время механическая примесь участвует в процессе теплообмена между узлами УЭЦН и газожидкостной смесью, в частности между погружным электродвигателем (ПЭД) и газожидкостной смесью. Если рассматривать механическую примесь с точки зрения вышеперечисленных эффектов, то ответ на вопрос о том, каково ее влияние на работу погружного оборудования, однозначен – негативное. Однако решение задачи теплообмена для ПЭД и скважинной продукции, содержащей твердую фазу, не дает столь очевидного и однозначного ответа: теплопередача может как улучшиться, так ухудшиться. В связи с этим учет твердой фазы в задачах моделирования процесса теплопереноса в скважинах имеет особую значимость, поскольку влияет на тепловой режим ПЭД.

Анализ технической литературы показал, что имеется достаточно много работ, посвященных проблеме абразивного износа [60,61,62,63],

оседанию механической примеси в рабочих секциях насоса, которое может привести к так называемому “клину” в момент его запуска. Однако работ, изучающих влияние твердой фазы на тепловой режим ПЭД, автором не обнаружено. Математические модели теплообмена ПЭД с обтекающим флюидом, встречающиеся в литературе, не учитывают наличие твердой фазы (см. например [64,65]). Поэтому решение этой задачи кроме практической значимости имеет еще научную новизну.

Безусловно, многофазность течения очень сильно усложняет строгую математическую формализацию термогидродинамической задачи и делает ее решение практически невозможным современными методами. Даже задачи тепломассопереноса газожидкостных смесей на сегодняшний момент решаются с хорошей точностью механистическими моделями [66], которые, тем не менее, замыкаются эмпирическими зависимостями. Добавление твердой фазы в газожидкостную смесь не позволяет хоть как-нибудь формализовать эту задачу.

Поэтому целесообразно вместо решения задачи теплообмена в ее общей постановке, дифференцированно рассмотреть задачи течения смеси "газ + твердая фаза" и смеси "жидкость + твердая фаза". Попытка формализации и численного решения задачи теплопереноса для смеси "газ + твердая фаза" сделана в работе [67]. Там же выполнено сравнение расчетных данных с экспериментальными данными. В данной работе будет заострено внимание на задаче теплообмена между ПЭД и песчано-жидкостной смесью.

Исследование процесса теплообмена в жидкостных потоках, содержащих твердые частицы, началось еще с 50-ых годов прошлого столетия. Еще тогда было выяснено, что введение частиц в поток жидкости может служить методом интенсификации теплообмена. Поэтому понимание теплообмена в жидкостных суспензиях, содержащих твердую фазу, очень важно в современных высокотехнологичных

объектах, где необходима интенсификация теплообмена, например, на электростанциях, в химической промышленности и т.д.

Относительно течения песчано-жидкостной смеси в кольцевом пространстве между ПЭД и эксплуатационной колонной, процесс теплообмена можно разложить на четыре элементарных процесса: теплообмен при взаимодействии "частица-частица", при взаимодействии "частица-стенка" (стенки ПЭД и эксплуатационной колонны), при взаимодействии "жидкость-частица" и при взаимодействии "стенка-жидкость".

Теплообмен при взаимодействии "частица-частица" в свою очередь состоит из трех механизмов: бесконтактной теплообмен посредством теплового излучения, теплопроводности в местах контакта частиц и теплообмена через жидкостный слой, разделяющий частицы. Первый механизм начинает играть значительную роль при температурах выше 500 °С. Второй механизм проявляет себя при непосредственном столкновении частиц, когда тепло проводится через площадь контакта частиц. Однако эффект этого механизма ничтожно мал [68], и его влияние может быть существенно только для больших и тяжелых металлических частиц. В работе [69] разработана модель межчастичного теплообмена, однако только через газовый слой, разделяющий частицы. Там показано, что доля межчастичного коэффициента теплообмена от коэффициента теплообмена между газом и частицей составляет от 20% до 50% при изменении диаметра частицы от 0.9 мм до 2.25 мм, т.е. этот эффект тоже незначителен. То же самое можно сказать о взаимодействии "частица-стенка". Стоит добавить также, что теплообмен при межчастичном взаимодействии существенна только при значительной разнице в температурах между частицами и средой, которой они переносятся. В случае течения песчано-жидкостной смеси в кольцевом пространстве между ПЭД и эксплуатационной колонной частицы песка и жидкость имеют изначально одинаковую температуру и даже при тепловом

взаимодействии с ПЭД и эксплуатационной колонной интенсивное турбулентное перемешивание не дает значительные разницы в температурах между частицами песка и жидкостью, чтобы эффекты межчастичного теплового взаимодействия и теплового взаимодействия между частицей и жидкостью играли существенную роль. Поэтому задачу о влиянии твердой фазы на теплообмен необходимо рассматривать с точки зрения теплового и гидродинамического взаимодействия частиц с пристеночной областью ПЭД, где образуется вязкий пограничный слой.

В работах [70] и [71] представлены результаты измерения радиальных распределений концентраций частиц в вертикальных трубах. Было выяснено, что эти распределения зависят от размера и плотности частиц, а также от скорости жидкости. Более того, в работе [71] авторы сумели классифицировать формы радиальных распределений частиц на основе чисел Рейнольдса частицы и потока для вертикальных нисходящих и восходящих стабилизированных течений. В работах [72,73] было выяснено, что сильное взаимодействие между флюидом и твердой фазой может интенсифицировать турбулентное перемешивание. При этом наблюдается улучшение теплоотдачи от стенки суспензии, которое достигается путем уменьшения толщины вязкого пограничного слоя, внутри которого наблюдается резкое изменение температуры в отличие от ядра потока, по сечению которого температура суспензии практически постоянна. В работе [72] был сформирован безразмерный параметр

$$d_p^* = \left(\frac{d_p}{D_h} \right) \text{Re}_m^{\frac{11}{16}}, \quad (109)$$

где d_p – диаметр частицы (м), D_h – гидравлический диаметр (м), $D_h = D_c - D_m$, D_c – внутренний диаметр эксплуатационной колонны (м), D_m – диаметр ПЭД (м), Re_m – число Рейнольдса для смеси, определяемое

как $\text{Re}_m = \frac{D_h U_m \rho_m}{\mu_m}$, U_m – скорость смеси (м/с), ρ_m – средняя плотность

смеси (кг/м^3), определяемая как $\rho_m = \varphi \rho_p + (1 - \varphi) \rho_l$, где φ - локальное объемное содержание частиц (д. е.), ρ_p - плотность частицы (кг/м^3), ρ_l - плотность жидкости (кг/м^3); μ_m - средняя вязкость смеси ($\text{Па}\cdot\text{с}$).

Авторы этой работы экспериментально показали, что при параметре $d_p^* = 4.4$ для суспензии типа "вода - стеклянный порошок" наблюдается максимальное значение коэффициента теплоотдачи. В работе [74] была исследована применимость ранее предложенной модели [72] к течению воды, содержащей частицы полевого шпата, в горизонтальных трубах. Авторы выяснили, что определенная комбинация размера частицы, диаметра трубы, чисел Рейнольдса и концентрации частиц формирует величину увеличения коэффициента теплоотдачи по сравнению с однофазной жидкостью, в то время как расположение пика этого увеличения устанавливается безразмерным параметром d_p^* в соответствии с моделью [72]. Там же говорится, что пик увеличения коэффициента теплоотдачи достигается при $d_p^* = 4.2$ для смеси вода - полевой шпат, текущей в горизонтальных трубах при турбулентном режиме. Однако данная модель нуждалась в проверке для течения смеси жидкость - твердая фаза в других геометриях, особенно в кольцевой геометрии, которая имеет множество применений в промышленности.

В работах [75] и [76] был исследован теплообмен для смеси вода - частицы полевого шпата, текущей в турбулентном режиме в кольцевой геометрии. Экспериментально показано комбинированное влияние на коэффициент теплоотдачи таких экспериментальных параметров, как размер частиц, гидравлический диаметр кольцевого пространства, отношение гидравлического диаметра к среднему диаметру частицы, концентрация частиц в смеси, числа Прандтля и Рейнольдса. На рисунке 15 приведена экспериментальная зависимость [76]

относительного увеличения коэффициента теплоотдачи $\left(\frac{h_s}{h_{sw}} - 1 \right) \cdot 100$, где h_s – коэффициент теплоотдачи для потока смеси "вода– частицы полевого шпата" в кольцевом пространстве ($\text{Вт} \cdot \text{К}/\text{м}^2$), h_{sw} – коэффициент теплоотдачи для однофазного потока воды в кольцевом пространстве ($\text{Вт} \cdot \text{К}/\text{м}^2$), от безразмерного параметра d_p^* , определяемого соотношением (109). Из рисунка видно, что при определенной комбинации выше перечисленных параметров улучшение коэффициента теплоотдачи для смеси может достигать значений, превышающих значения для однофазного потока более чем в два раза. Пиковое значение коэффициента теплоотдачи наблюдается при значении $d_p^* = 4.2$, что, как оказывается, довольно универсально для различных геометрий и состава смеси, а также согласуется с моделью [72].

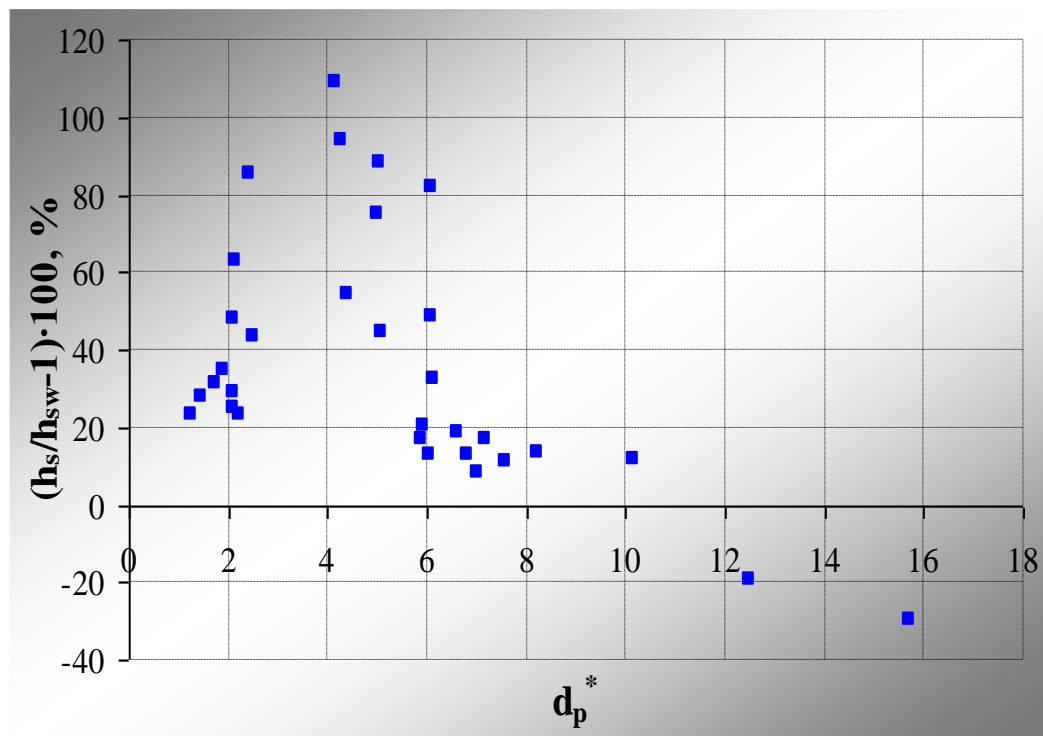


Рисунок 15 - Экспериментальные значения коэффициента теплоотдачи для смеси "вода– частицы полевого шпата", текущей в турбулентном режиме в кольцевом пространстве

Таким образом, отсутствие учета механической примеси в модели теплообмена между ПЭД и песчано-жидкостной смесью может приводить к ошибкам в расчетном коэффициенте теплоотдачи более чем в два раза.

Физическое объяснение такого поведения параметра $\left(\frac{h_s}{h_{sw}} - 1 \right) \cdot 100$ от d_p^* может быть следующим. При средних значениях числа Рейнольдса для смеси Re_m и при высоких концентрациях частиц радиальная функция распределения частиц (РФРЧ) приобретает вид равномерной функции, т.е. смесь в достаточной степени однородна в узком кольцевом зазоре. В таких условиях взаимодействие частиц как друг с другом, так и с турбулентными вихрями, может приводить к подавлению турбулентного режима течения, и как следствие, к минимуму отношения $\frac{h_s}{h_{sw}}$. Однако увеличение плотности смеси $\bar{\rho}_m$ может в некоторой степени благоприятствовать теплообмену за счет уменьшения толщины вязкого пограничного слоя, причиной которого является увеличение взаимодействия частиц со стенкой. С другой стороны, в этих же условиях ограничивается степень свободы движения частиц в радиальном направлении в зависимости от величины кольцевого зазора, размера частиц и их концентрации. Безусловно, кроме рассмотренной динамики взаимодействия частиц немаловажным фактором являются удельные теплоемкости жидкости и твердой фазы. При увеличении концентрации частиц теплоемкость смеси становится ниже, чем у воды, поскольку теплоемкость полевого шпата примерно в 5 раз меньше теплоемкости воды.

При относительно низких значениях Re_m (при этом сохраняется турбулентный режим течения) и при небольших значениях концентрации частиц влияние РФРЧ на теплообмен становится, вероятно, более значимым. В работах [75,77] было экспериментально показано, что

измеренное локальное объемное содержание частиц вблизи внешней стенки внутренней трубы (в нашем случае это внешняя стенка ПЭД) меньше, чем содержание частиц вблизи внутренней стенки внешней трубы для восходящего течения смеси воды и частиц полевого шпата. В связи с этим, частицы, находящиеся вблизи внутренней стенки кольцевого зазора, имеют большую степень свободы для взаимодействия со стенкой, тем самым, уменьшая толщину пограничного слоя. Последнее будет стимулировать процесс теплообмена, поскольку он проходит через внутреннюю стенку кольцевого зазора. В результате конкуренции двух выше описанных эффектов, а именно взаимодействия частиц со стенкой и изменением теплоемкости смеси, увеличение коэффициента теплообмена $\frac{h_s}{h_{sw}}$ будет меняться в зависимости от плотности смеси и радиального распределения частиц, которые в свою очередь определяются размером частиц, их концентрацией, величиной кольцевого зазора, физическими свойствами фаз и числом Рейнольдса.

При высоких значениях числа Рейнольдса параметр $\left(\frac{h_s}{h_{sw}} - 1 \right)$ уменьшается из-за того, что частицы приобретают достаточно большой импульс в направлении движения потока, при котором радиальное движение частиц подавляется, а значит, и уменьшение толщины вязкого пограничного слоя за счет взаимодействия частиц со стенкой больше не наблюдается. Однако этот эффект может нивелироваться увеличением концентрации частиц, которое приведет к более интенсивному столкновению частиц со стенкой. Поэтому, величина параметра $\left(\frac{h_s}{h_{sw}} - 1 \right)$ снова возрастет с увеличением числа Рейнольдса, особенно при относительно высоких значениях концентраций мелких - средних частиц, которые имеют тенденцию увлекаться вихрями, что благоприятно сказывается на теплообмене. Но в случае крупных частиц они будут

снова подавлять турбулентный режим течения даже при высоких числах Рейнольдса.

5.2 Учет в математической модели теплообмена влияния механических примесей

Ниже предлагается методика учета содержания твердой фазы в модели теплообмена между ПЭД и песчано-жидкостной смесью. Физические свойства песчано-жидкостной смеси при средних температуре и давлении должны быть скорректированы на присутствие твердой фазы с соответствующей концентрацией. Плотность смеси и теплоемкость смеси необходимо усреднить по объемному содержанию частиц и по массовому содержанию частиц соответственно по следующим формулам:

$$\rho_m = \rho_l(1 - \varphi) + \rho_p \varphi, \quad (110)$$

$$C_m = C_l(1 - X) + C_p X, \quad (111)$$

где C_m, C_l, C_p - удельные теплоемкости смеси, жидкости и частицы соответственно (Дж/кг/К), X - локальная массовая концентрация частиц (д.е.).

Для расчета вязкости и коэффициента теплопроводности смеси в литературе [40] рекомендуются следующие соотношения:

$$\mu_m = \mu_l(1 + 2.5\varphi + 7.17\varphi^2 + 16.2\varphi^3), \quad (112)$$

$$k_m = k_l \left(\frac{2k_l + k_p - 2\varphi(k_l - k_p)}{2k_l + k_p + \varphi(k_l - k_p)} \right), \quad (113)$$

где μ_l и k_l - вязкость (Па·с) и теплопроводность (Вт/м/К) соответственно жидкости, k_m - теплопроводность песчано-жидкостной смеси (Вт/м/К), k_p - теплопроводность частицы (Вт/м/К).

Безразмерные числа Нуссельта, Прандтля и Рейнольдса для смеси рассчитывались по следующим формулам:

$$Nu_m = \frac{h_m D_h}{k_m}, \quad (114)$$

$$Pr_m = \frac{C_m \mu_m}{k_m}, \quad (115)$$

$$Re_m = \frac{D_h U_m \rho_m}{\mu_m}, \quad (116)$$

Для нахождения числа Нуссельта использовались корреляции, взятые из [28]. Отметим, что при подсчете числа Нуссельта для коэффициента теплообмена между флюидом и эксплуатационной колонной, а также между флюидом и стенкой двигателя использовались корреляции для граничного условия, подразумевающего постоянный тепловой поток.

Таким образом, с помощью соотношений, описанных выше, можно рассчитать коэффициент теплообмена для ламинарного и турбулентного режимов течения. Однако для турбулентного режима течения этого недостаточно, поскольку эти соотношения не учитывают взаимодействия частиц с вязким пограничным слоем, о котором говорилось выше. Для того чтобы учесть влияние взаимодействия частиц с пограничным слоем в турбулентном режиме течения, обратимся к экспериментальному графику на рисунке 15. Для аппроксимации экспериментальных точек была подобрана функция Лоренца, которая имеет следующий вид:

$$y = y_0 + 2 \cdot \frac{A}{\pi} \cdot \frac{w}{4 \cdot (x - x_c)^2 + w^2}, \quad (117)$$

где $y = \left(\frac{h_s}{h_{sw}} - 1 \right) \cdot 100$, $x = d_p^*$, $y_0 = -25.85$, $x_c = 3.90$, $w = 3.89$, $A = 878.49$.

Результаты аппроксимации представлены на рисунке 16.

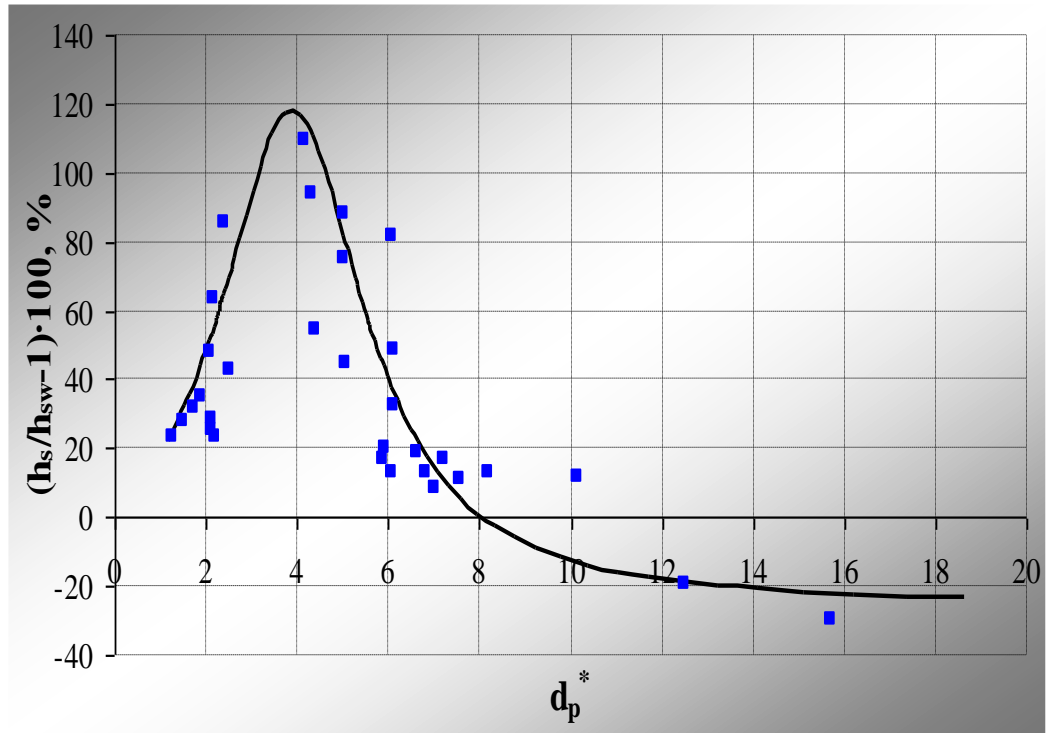


Рисунок 16 - Результат аппроксимации экспериментальных данных функцией Лоренца

Коэффициент теплоотдачи для жидкости без твердой фазы h_l можно посчитать из числа Нуссельта

$$Nu_l = \frac{h_l D_h}{k_l}, \quad (118)$$

где число Нуссельта можно найти из соотношения Петухова-Розена [53]:

$$Nu_l = \frac{\frac{f}{8} (Re_l - 1000) \cdot Pr_l (0.86) \cdot \left(\frac{D_m}{D_c}\right)^{-0.16}}{(1 + 12.7 \sqrt{f/8}) \cdot (Pr_l^{2/3} - 1)}; \quad (119)$$

$$Pr_l = \frac{C_l \mu_l}{k_l}; \quad (120)$$

$$Re_l = \frac{D_h U_l \rho_l}{\mu_l}, \quad (121)$$

где C_l , k_l , μ_l , ρ_l - теплоемкость (Дж/кг/К), теплопроводность (Вт/м/К), вязкость (Па·с) и плотность (кг/м³) жидкости соответственно без учета твердой фазы.

Выражая из уравнения (117) отношение $\frac{h_s}{h_{sw}}$ как функцию d_p^* и умножая на это отношение посчитанный коэффициент теплотдачи h_l с помощью вышеописанных соотношений (118 - 121), получим коэффициент теплоотдачи для песчано-жидкостной смеси.

5.3 Исследование влияния механической примеси

Данный подход был реализован в математической модели, разработанной в главе 3. Тепловой режим моделировался для скважин, оборудованных ПЭД140-117М. Параметры флюида и характеристики погружного оборудования использовались для скважин «Л» месторождения Томской области. В качестве механической примеси принимались частицы полевого шпата, физические свойства которых приведены в таблице 8. Результаты исследований опубликованы [78,79,80,81].

Таблица 8 - Физические характеристики частиц твердой фазы

Материал	Плотность, кг/м ³	Теплоемкость, Дж/(кг·К)	Теплопроводность, Вт/(м·К)
Полевой шпат (K ₂ O·Al ₂ O ₃ ·Si O ₂)	2500	836.8	1.09

В качестве примера с помощью предложенной методики была рассчитана температура ПЭД в турбулентном режиме течения в зависимости от скорости жидкости для содержания частиц 1000 мг/л и среднего размера частиц 50 мкм. На рисунке 17 приведены две расчетные зависимости, одна из которых посчитана с учетом механической примеси, а другая – без учета. Из рисунка видно, что при небольших скоростях жидкости от ~0.3 м/с различие в температуре двигателя может быть

существенным и достигать 6°C и выше. Таким образом, отсутствие учета в моделях теплообмена твердой фазы приводит заниженным значениям температуры ПЭД.

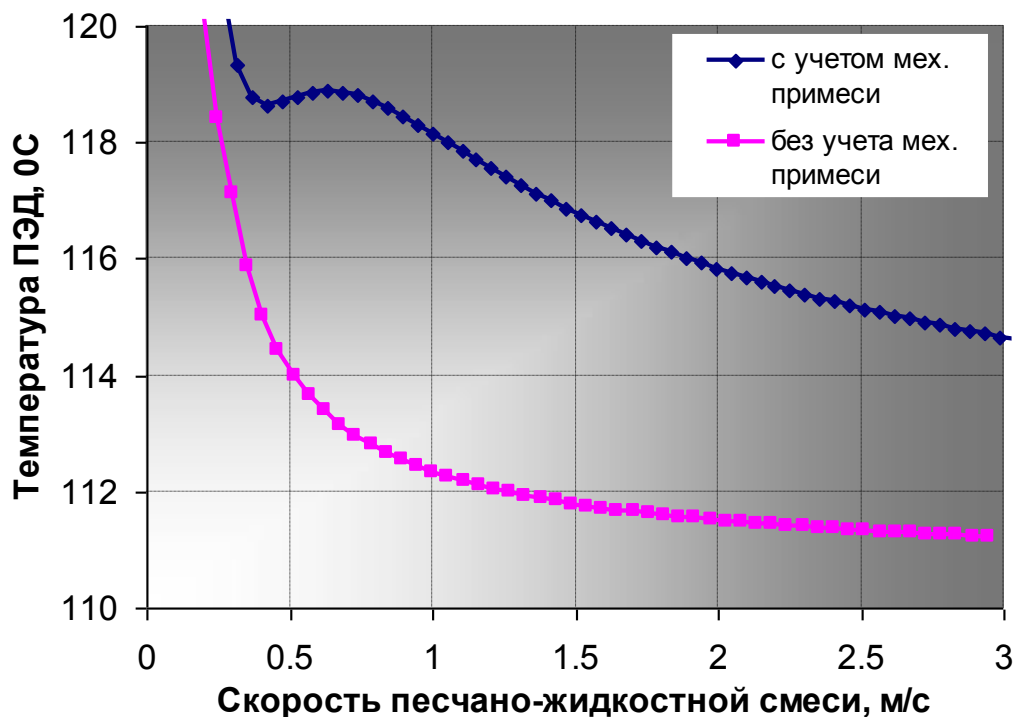


Рисунок 17 - Результат моделирования температуры ПЭД с учетом и без учета в расчетах механической примеси

Следующий рисунок 18 демонстрирует влияние взаимодействия частиц с вязким пограничным слоем. Расчеты проводились для содержания частиц 1000 мг/л и среднего размера частиц 50 мкм . Обводненность была принята на уровне 95% . На рисунке показаны две расчетные зависимости температуры ПЭД от скорости песчано-жидкостной смеси, одна из которых была получена с учетом функции (117), которая отвечает за взаимодействие частиц с пограничным слоем, а другая — без учета. Как видно из рисунка, при небольших скоростях вплоть до $\sim 0.8\text{--}0.9\text{ м/с}$ взаимодействие частиц с пограничным слоем приводит к интенсификации теплообмена. Этот эффект достигается благодаря тому, что реализуются такие условия, в которых частицы твердой фазы имеют достаточную степень свободы для взаимодействия с

пограничным слоем, результатом чего является уменьшение его толщины. При этом безразмерный параметр d_p^* меняется в диапазоне от 2 до ~ 8 , т.е. эта именно та область, где наблюдается улучшение коэффициента теплоотдачи по сравнению с жидкостью, лишенной твердой примеси (см. рисунок 13).

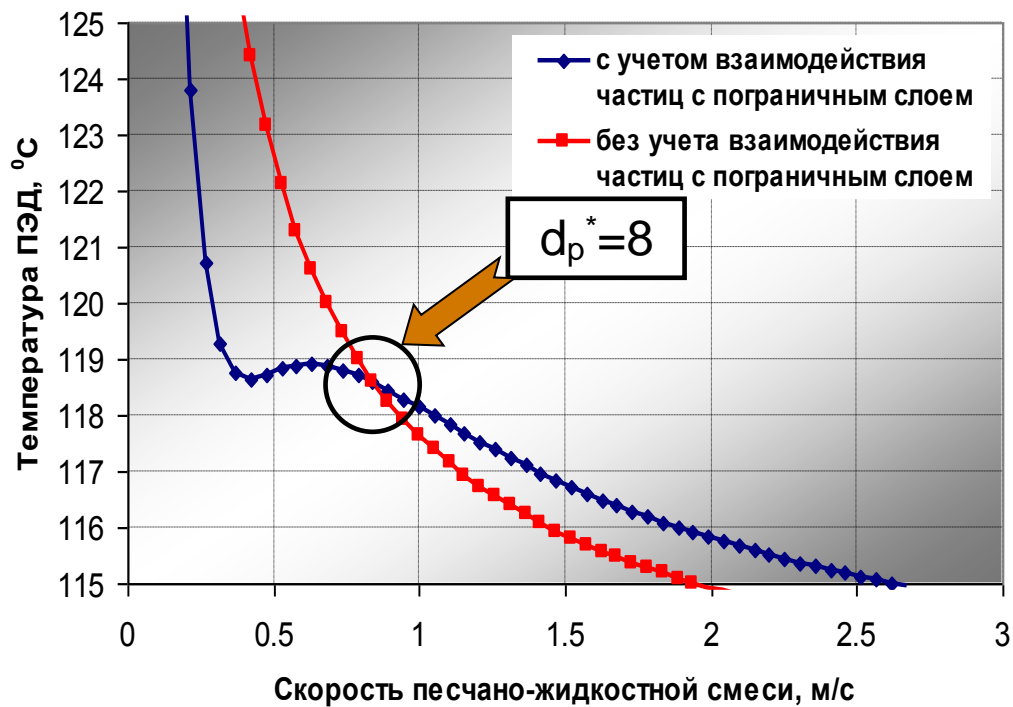


Рисунок 18 - Влияние взаимодействия частиц с вязким пограничным слоем

Как только параметр d_p^* достигает значения 8 (рисунок 15), происходит инверсия (рисунок 18). В этих условиях улучшение в теплообмене уже не происходит, поскольку при скоростях больших ~ 0.9 м/с частицы приобретают достаточно большой импульс в продольном направлении, что приводит к тому, что частицы меньше времени проводят около пограничного слоя, а значит, наблюдается меньшее время взаимодействия их со слоем. В дополнение ко всему при продольных скоростях больших ~ 1 м/с, т.е. когда уже $d_p^* > 8$ (рисунок 15), частицы перестают увлекаться турбулентными вихрями, что подавляет радиальные пульсации скорости жидкости, а значит, и турбулентного режима. Такие гидродинамические условия негативно сказываются на

процессе теплообмена, и температура ПЭД в расчетной модели с учетом взаимодействия частиц со слоем становится даже выше, чем температура в модели без учета.

Следующим этапом данной работы было исследование чувствительности температуры ПЭД к среднему размеру частиц. Результаты моделирования показаны на рисунке 19. Для моделирования принимались значения содержания частиц 1000 мг/л и обводненности 95 %. Были использованы следующие средние размеры частиц: 10 мкм, 50 мкм и 100 мкм.

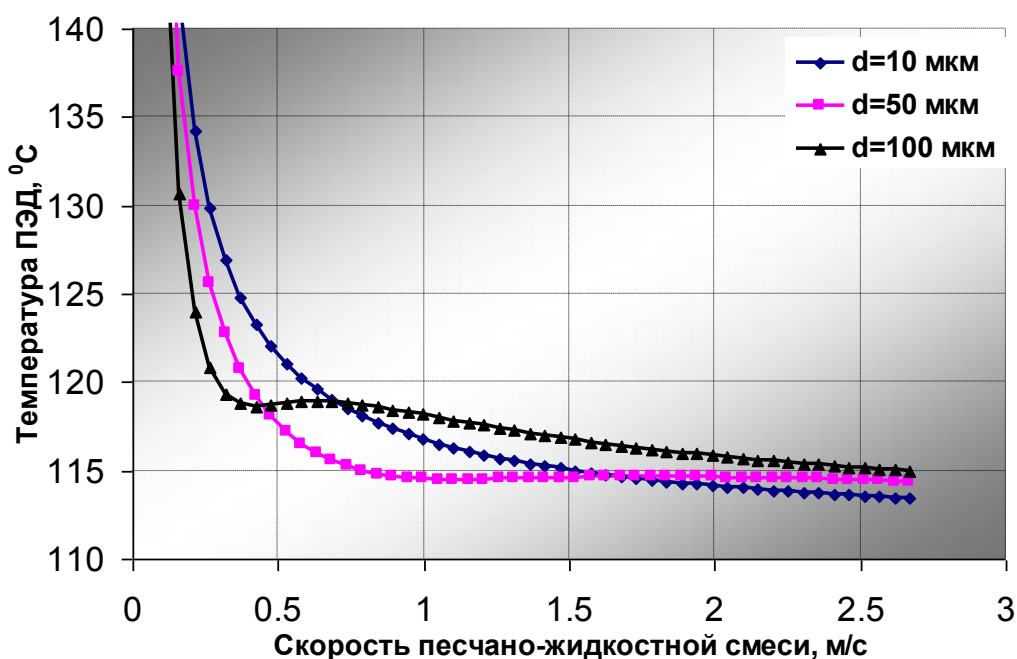


Рисунок 19 - Влияние среднего размера частиц на температуру ПЭД

Как видно из данного рисунка, температура ПЭД для среднего диаметра частиц 50 мкм имеет самые низкие значения при скоростях 0.3-1.5 м/с по сравнению с 10 мкм и 100 мкм. В рамках теории, описанной выше, это связано с тем, что при среднем размере частиц 50 мкм и скоростях 0.3-1.5 м/с реализуются условия, в которых безразмерный параметр d_p^* приобретает значения, лежащие в диапазоне от 2 до 6. При таких значениях d_p^* частицы очень активно разрушают вязкий пограничный слой, тем самым, интенсифицируя теплообмен. При

среднем диаметре 10 мкм согласно формуле (109) такие условия, в которых $2 < d_p^* < 6$, наступают при больших значениях скоростей, начиная с ~ 1.7 м/с. Из графика видно, что со значений скоростей ~ 1.7 м/с температура ПЭД становится ниже температур, соответствующих 50 мкм и 100 мкм, и далее начинает более интенсивней падать. Для диаметра 100 мкм благоприятные условия для теплообмена ($2 < d_p^* < 6$) реализуются при меньших значениях скорости (< 0.4 м/с), в связи с этим температура ПЭД для 100 мкм при скоростях, меньших 0.4 м/с имеет самые низкие значения по сравнению с температурами для 50 мкм и 100 мкм. Далее при скоростях, больших 0.4 м/с, безразмерный параметр d_p^* становится больше 8. При этих значениях согласно рисунку 15 механическая примесь начинает ухудшать теплообмен по причине большой продольной составляющей по импульсу, благодаря чему частица имеет меньшее время взаимодействия с пограничным слоем. Кроме того, как отмечалось уже выше, при таких скоростях частицы перестают увлекаться турбулентными вихрями, подавляя тем самым пульсации скорости. Такие условия неблагоприятно сказываются на теплоотводе от ПЭД.

Далее было исследовано влияние величины кольцевого зазора между ПЭД и эксплуатационной колонной на охлаждение ПЭД. Для моделирования использовались следующие входные данные: содержание частиц 1000 мг/л, обводненность 95 %, средний диаметр частицы 100 мкм. Результаты моделирования приведены на рисунке 20.

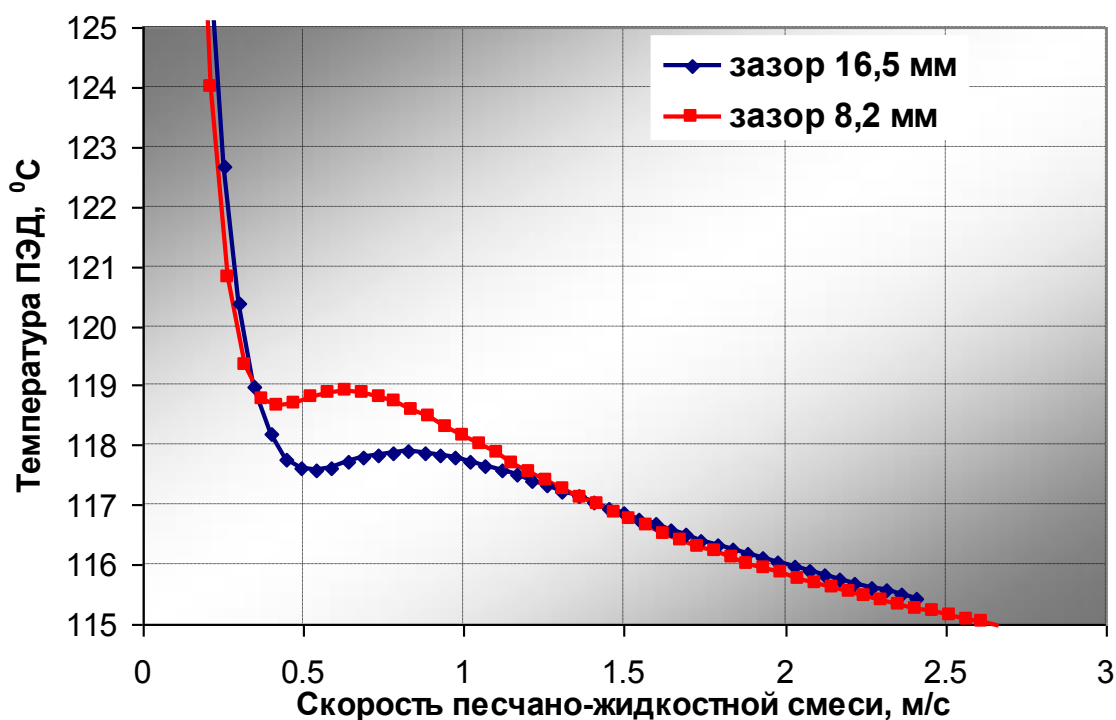


Рисунок 20 - Влияние величины кольцевого зазора между ПЭД и эксплуатационной колонной на температуру ПЭД.

Известно, что в качестве метода интенсификации теплообмена между ПЭД и скважинной продукцией применяется так называемый кожух, используемый для уменьшения зазора между ПЭД и эксплуатационной колонной и турбулизации потока флюида. В расчетных моделях, в которых не учитывается наличие твердой фазы, этот подход всегда приводит к улучшению теплообмена. Однако в реальности все сложнее, и интенсификация теплообмена между ПЭД и флюидом, содержащим твердую фазу, возможна только в условиях, в которых безразмерный параметр находится в диапазоне от 2 до 6 (рисунок 15). Иначе, интенсификации теплообмена либо вообще не будет, либо произойдет вовсе ухудшение теплообмена (при $d_p^* > 8$, рисунок 15).

На рисунке 20 показаны две зависимости температуры ПЭД от скорости песчано-жидкостной смеси при двух величинах кольцевого зазора: 16,5 мм и 8,2 мм. Величина зазора 16,5 мм соответствует расстоянию между эксплуатационной колонной 168 мм и ПЭД с типовым

размером 117 мм, а величина зазора 8.2 мм – между ПЭД и кожухом. Как свидетельствует график, при скоростях от 0.4 м/с и до 1.3 м/с установка кожуха не только не приводит к улучшению теплообмена, но и даже ухудшает его. В рамках предложенной теории, это опять же связано с комбинированным влиянием среднего размера частиц, гидравлического диаметра кольцевого пространства, концентрации частиц в смеси, заключенных в безразмерном параметре d_p^* . При скоростях 0.4 – 1.3 м/с и величине зазора 16.5 мм параметр d_p^* находится в диапазоне 2 – 6, в котором частицы твердой фазы эффективно взаимодействуют с пограничным слоем, уменьшая его толщину и тем самым, улучшая теплообмен. После установки кожуха величина зазора уменьшается, и согласно формуле (109) параметр d_p^* попадает в область значений, больших 8 при том же диапазоне скорости 0.4 - 1.3 м/с. При этих значениях параметра d_p^* , как уже было сказано, происходит ухудшение теплообмена. Таким образом, при подборе кожуха или, если брать в общем, режима эксплуатации электроцентробежного насоса, необходимо учитывать этот факт и стремиться сохранить параметр d_p^* в диапазоне от 2 до 6, поскольку ухудшение в температуре ПЭД, как показывают расчеты, может достигать 6 °С и выше. Особенно это важно при выводе скважины на режим при ее освоении или после геолого-технических мероприятий, так как скорость меняется от 0 до определенной скорости. Здесь необходимо спрогнозировать величины скоростей, при которых у нас будет наблюдаться ухудшение или улучшение теплообмена, и тем самым предпринять те или иные шаги по предотвращению перегрева двигателя или по уменьшению количества остановок двигателя на охлаждение.

5.4 Выводы к главе 5

1. Предложена методика учета влияния механической примеси при расчете температурного режима ПЭД на основе современных экспериментальных данных.
2. Показано, что без учета механической примеси расчетный коэффициент теплоотдачи может отличаться от истинного более чем в два раза, а температура ПЭД – до 6 °С и выше.
3. При сочетании типоразмера кожуха, режима работы насоса и других технологических параметров, значения которых дают величину безразмерного параметра d_p^* в диапазоне от 2 до 6, механическая примесь может быть использована в качестве инструмента для интенсификации теплообмена между ПЭД и скважинной продукцией.
4. При значении параметра $d_p^* > 8$ происходит ухудшение теплообмена между ПЭД и скважинной продукцией.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

1. Разработана стационарная математическая модель теплообмена между ПЭД и многофазной пластовой смесью, состоящей из газовой, нефтяной и водной фаз, и учитывающей различные характеристики погружного оборудования.

2. На основе математической модели разработана программа для численных расчетов и проведена апробация построенной модели на фактических данных температуры ПЭД для скважин, оборудованных системой телеметрии. Выявлены и проанализированы погрешности, возникающие при прогнозе температуры ПЭД на основе разработанной модели.

3. Проведены математические эксперименты по влиянию свойств флюида и характеристик погружного оборудования на охлаждение электродвигателя и разработана методика расчета условий оптимального теплового режима ПЭД в зависимости от обводненности, содержания газовой фазы и различных параметрах погружного оборудования при выводе скважины на режим и ее длительной эксплуатации.

4. Проанализированы и изучены современные экспериментальные данные по влиянию механической примеси на процесс теплообмена между твердой поверхностью и жидкостью и на основе них разработана математическая модель теплообмена между ПЭД и песчано-жидкостной смесью.

5. На основе математических экспериментов исследован процесс теплообмена между ПЭД и песчано-жидкостным потоком. Для скважин с выносом механической примеси показаны условия, при которых коэффициент теплообмена между ПЭД и песчано-жидкостной смесью может достигать значений в два раза больших значений коэффициента теплообмена для чисто жидкостной фазы, что благоприятно сказывается на охлаждении двигателя. Данный эффект достигается за счет

разрушения вязкого пограничного слоя твердыми частицами в турбулентном потоке.

6. Разработана методика по прогнозу оптимального теплового режима ПЭД при выводе на режим и эксплуатации скважин, оборудованных УЭЦН с ПЭД, в условиях выноса механической примеси.

СПИСОК СОКРАЩЕНИЙ И УСЛОВНЫХ ОБОЗНАЧЕНИЙ

УЭЦН – установка электроцентробежного насоса;

ПЭД – погружной электродвигатель;

НКТ – насосно-компрессорные трубы;

КВЧ – концентрация взвешенных частиц;

РФРЧ – радиальная функция распределения частиц;

ВНР – вывод на режим;

МРП – межремонтный период.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Внедрение электропогружных центробежных насосных установок с диспергирующими устройствами на месторождениях Западной Сибири /Афанасьев В.А., Елизаров А.В., Максимов В.П. и др. Нефтепромысловое дело, 1979, №12, с.23 -24.
2. Глубинно- насосное оборудование. Методика подбора. РД 03-001147275065-2001. БашНИПИ нефть. Уфа. 2001.
3. Дроздов А.Н., Ляпков П.Д., Игrevский В.И. Зависимость степени влияния газовой фазы на работу погружного центробежного насоса от пенистости жидкости. Нефтепромысловое дело, 1982, №10, с. 16 - 18.
4. Дроздов А.Н. Разработка методики расчета характеристики погружного центробежного насоса при эксплуатации скважин с низкими давлениями у входа в насос. Дис. канд. техн. наук. - М., 1982. - 212 с.
5. Дроздов А.Н., Сальманов Р.Г. Промысловые испытания центробежного газосепаратора к УЭЦН. В кн.: Проблемы комплексного освоения нефтяных и газовых месторождений: Тез. докл. Всесоюзной конференции, молодых ученых и специалистов М., 1984, с.85.
6. Кащавцев и др. Предупреждение солеобразования при добыче нефти. —М.: Недра, 1985.
7. Кащавцев В.Е. Предотвращение и удаление солеотложений при добыче нефти. Учебное пособие. —М.: Изд-во «Нефть и газ» РГУ нефти и газа им. И.М.Губкина. 2001.
8. Кудряшов С.И. др. Надежность погружного оборудования в осложненных условиях месторождений ОАО «Юганскнефтегаз», - Технологии ТЭК, 2005, №5.

9. Лутфуллин Р.Т. Эксплуатация УЭЦН в экстремальных условиях Красноленинского нефтегазоконденсатного месторождения. Химическое и нефтегазовое машиностроение.-2000. №3, с. 27-28.

10. Пчелинцев Ю.В., Кучумов Р.Р. Эксплуатация и моделирование работы часто ремонтируемых наклонно направленных скважин. ОАО «ВНИИОЭНГ», -М. 2000.

11. James F. Lea and John L. Bearden, ESP's: On and Offshore Problems and Solutions, SPE.- March 1999.- 28-31.

12. Мищенко И. Т. Расчеты для добычи нефти. – М.: Недра, 1989.

13. Уразаков К.Р. Эксплуатация наклонно направленных насосных скважин. -М.: Недра, 1993.

14. Уразаков К.Р., Кутдусов А.Т. Расчет температурного режима погружного электродвигателя, Ученые БашНИПИнефть: Сб. науч. статей. Уфа: Башнипинефть, -Вып. 100,' ч.1., -2000.- С.101-105.

15. Уразаков К.Р., Справочник по добыче нефти” /К.Р. Уразаков, А.В. Дашевский, С.Е. Здольник и-др. Под ред. К.Р. Уразакова. СПб: ООО «Недра», -2006. - 448с.

16. Уразаков К.Р., Тукаев А.Ш., Агамалов Г.Б. Совершенствование технологии подземного ремонта скважин // Эксплуатация нефтяных месторождений на поздней стадии разработки: Сб. науч. тр. № 110: Башнипинефть, Уфа, 2002.- С.47-55.

17. Филиппов В.Н. Надежность установок погружных центробежных насосов для добычи нефти. / В.Н. Филиппов // Химическое и нефтегазовое машиностроение. 1983. - №4. - С. 49

18. Хайтауэр К.М., Установки для обслуживания скважин с использованием «гибких колонн насосно-компрессорных труб // Нефть, газ и нефтехимия за рубежом. М: 1993. - № 5.

19. Хохлов В.К. Вопросы совершенствования контроля и защиты погружных электронасосов, // В.К. Хохлов, Н.М. Горутько. Нефтепромысловое дело. - М.: ВНИИОЭНГ, - 1980.-56с.
20. Шишков С.А.; Тепловой- режим работы УЭЦН / С.А. Шишков, В.М. Люстрицкий // Нефтепромысловое дело: Реф. науч.-техн. сб.-М.: ВНИИОЭНГ. 1998. - №11-12. - С. 18-20.
21. Щуров В.И. Технология и техника-добычи нефти.-М.: Недра, 1983. -510 с.
22. Шмидт С.А. Исследование нестационарной работы системы "пласт-скважина-УЭЦН": Дисс. . канд. техн. наук. Самара, СГТУ, 2000. - 113 с.
23. Шмидт С.А. Тепловой режим ПЭД в процессе освоения скважины, оборудованной УЭЦН/ С.А. Шмидт, В.М. Люстрицкий // Сб. тр. ин-та Гипровостокнефть. Самара: Изд-во Гипровостокнефть, 2000. - 73с.
24. Шмидт С.А. Расчет минимального дебита скважины, оборудованной УЭЦН, необходимого для безотказной работы ПЭД./ С.А. Шмидт, В.М. Люстрицкий // Нефтепромысловое дело: Реф. науч.-техн. сб. М.: ВНИИОЭНГ. - 2000. - №4 - С.22-24.
25. Hasan A. R. and Kabir C. S. Aspects of Heat Transfer During Two-phase Flow in Wellbores, SPEPF, August 1994, 211.
26. James F. Lea and John L. Bearden, A Simple Model for Predicting Heat Loss and Temperature Profiles in Insulated Pipelines, SPE February.- №13.- 2006.- 107.
27. Frank P. Incroperera, David P. Dewitt, Fundamentals of Heat and Mass Transfer, John Wiley and Sons.- 2002.
28. <http://www.cheresources.com> – chemical engineering website.

29. McCain William D., The Properties of Petroleum Fluids, Tulsa, Oklahoma, PennWell Publishing Company.- 1990.

30. Справочное руководство по проектированию разработки и эксплуатации нефтяных месторождений/ Под ред. Гиматулинова Ш. К. – М.: Недра.- 1983.- С 241.

31. Taitel Y.M., Barnea D., and Dukler A.E., Modeling Flow Pattern Transitions for Steady Upward Gas-Liquid Flow in Vertical Tubes, AIChE J.- 1980.- №26.- 345.

32. Pebbles R.N. and Garber H.J., Studies in the Motion of Gas Bubbles in the Liquids, Chem. Eng. Prog.- 1953.- №35.- 88.

33. Harmathy T. Z., Velocity of Large Drops and Bubbles in Media of Infinite or Restricted Extent, AIChE J.- 1960.- №6.- 281.

34. Zuber N. and Hench J., Steady State and Transient Void Fraction of Bubbling Systems and Their Operating Limits. Part 1: Steady-State Operation”, Report #62GL100, General Electric Co.- Schenectady.- New York.- 1962.

35. Hasan, A. R. and Kabir, C. S.: A Study of Multiphase Flow Behavior in Vertical Wells, SPEPE.- May 1988.- 263.

36. Zuber N. and Findlay, J., Average Volumetric Concentration in Two-Phase Flow Systems, Trans., ASME J. Heat Transfer.- 1965.- №87.- 453.

37. Ansari A. M., A Comprehensive Mechanistic Model for Upward Two-Phase Flow in Wellbores, SPEPF.- May 1994.- 143.

38. Rahman R., Void Fraction During Gas Flow Through a Stagnant Liquid Column in Annular Geometry, MS thesis, U. of North Dakota, Grand Forks, North Dakota.- 1984.

39. Zahradnik J and Kastanek F., Gas Holdup in Uniformly Aerated Bubble Column Reactors, Chem. Eng. Comm.- 1979.- №3.- 413.

40. Kabir, C. S. and Hasan, A. R., Two-Phase Flow Correlations as Applied to Pumping Well Testing, J. Energy Res. Tech.- June 1994.- 116-121.
41. Gomez L.E., Unified Mechanistic Model for Steady-State Two-Phase Flow: Horizontal to Vertical Upward Flow, SPEJ.- September 2000.- 339.
42. Patel R., Multiphase Flow in Vertical and Inclined Annuli, MS thesis, U. of North Dakota, Grand Forks, North Dakota.-1988.
43. Hughmark G.A., Holdup and Heat Transfer in Horizontal Slug Gas-Liquid Flow, Chem. Eng. Sci., 1962, №20, 1007.
44. Gregory G.A. and Scott D.S., Correlation of Liquid Slug Velocity and Frequency in Horizontal Cocurrent Gas-Liquid Slug Flow, AIChE J, 1969, № 6, 933.
45. М.А. Михеев, И.М. Михеева: “Основы теплопередачи”, Изд. “Энергия”.- М. 1977.- с. 78.
46. Allen, T.Jr and Ditsworth, R.L.: “Fluid Mechanics”, McGraw-Hill Book Co. Inc., New York City (1975).
47. Drew T.B., Trans., AIChE, 1930, №28, 56.
48. Blasius H., Z. Math. Phys., 1908, №56, 1.
49. Nikuradse J., Forschungsheft, 1933, 301.
50. Colebrook C.F., Turbulent Flow in Pipes With Particular Reference to the Transition Region Between the Smooth and Rough Pipe Laws, J. Inst. Civil Eng., 1939, №11, 133.
51. Brill J.P. and Beggs H.D., Two-Phase Flow in Pipes, U. of Tulsa, Tulsa, Oklahoma, 1991.
52. Zigrang D.J. and Sylvester N.D., A Review of Explicit Friction Factor Equations, J. Energy Res. Tech., June, 1985, №107, 280.
53. Moody L.F., Friction Factors for Pipe Flow, Trans., ASME, 1944, № 8, 671.

54. Язьков А.В. Моделирование процесса теплообмена между трехфазным флюидом и погружным электродвигателем / А.В. Язьков, А.Т. Росляк, В.Н. Арбузов // Нефтепромысловое дело. - 2007. - № 10. - С. 27-34.

55. Язьков А.В. Исследование влияния изменения технологических параметров на охлаждение погружного электродвигателя // Нефтяное хозяйство. - 2007. - № 11. - С. 125-128.

56. Язьков А.В. Математическая модель теплообмена между погружным электродвигателем и трехфазным флюидом / А.В. Язьков, Х.Н. Музипов, С.И. Грачев, А.Т. Росляк, В.Н. Арбузов // Известия высших учебных заведений. Нефть и газ. - 2008. - № 5. - С. 30-36.

57. Язьков А.В. Анализ чувствительности температуры погружного электродвигателя при изменении технологических параметров / А.В. Язьков, Х.Н. Музипов, С.И. Грачев, А.Т. Росляк, В.Н. Арбузов // Известия высших учебных заведений. Нефть и газ. - 2009. - № 2. - С. 44-49.

58. Язьков А.В. Моделирование процесса теплообмена между трехфазным флюидом и погружным электродвигателем // Проблемы геологии и освоения недр: Сб. науч. тр. – Томск, 2007. – С. 438 - 439.

59. Язьков А.В. Применение механистической модели лифта скважины при моделировании совместной разработки газовой шапки и оторочки высоковязкой нефти // Проблемы геологии и освоения недр: Сб. науч. тр. – Томск, 2009. – С. 496 - 498.

60. “Theory and Practice of the Testing of Gas Wells”, third edition, Energy Resources Conservation Board, Calgary.- 1975.

61. Shirazi S. A. et. al., Generalization of the API RP14E Guideline for Erosive Services, JPT.- August 1995.- 693.

62. Benchaita M. T., Griffith P., and Rabinowicz E., Erosion of a Metallic Plate by Solid Particles Entrained in a Liquid, Eng. Ind.- 1983.- 105, №. 3215; Trans., ASME.

63. Rabinowicz E., The Wear Equation for Erosion of Metals by Abrasive Particles, Proc., Fifth Intl. Conference on Erosion by Liquid and Solid Impact, Cambridge, U. K.- 1979.

64. Шмидт С. А. В. М. Люстрицкий, “Тепловой режим ПЭД в процессе освоения скважины, оборудованной УЭЦН”. Сборник научных трудов. Институт “Гипровостокнефть”. “Разработка, эксплуатация и обустройство нефтяных месторождений”, 2000, стр. 194-200.

65. К. Р. Уразаков, А. Т. Кутдусов, Ю. В. Алексеев, “Тепловой режим погружного электродвигателя”. Ученые Башнипинефти – дальнейшему развитию нефтедобывающего комплекса республики Башкортостан. Вып. 100, ч. I, 2000, стр. 101-115.

66. Zhang H.-Q., Wang Q., Sarica C., and Brill J. P. Unified Model of Heat Transfer in Gas/Liquid Pipe Flow, SPE March.- 1999.- 28-31.

67. Mansoori Z., Saffar-Avval M., Basirat Tabrizi H., Ahmadi G. Experimental study of turbulent gas-solid heat transfer at different particles temperature, Experimental Thermal and Fluid Science.- №28.- 2004.- 655-665.

68. Ben-Ammar M., Kaviany R., Barber J. R., Heat transfer during impact, Int. J. Heat Mass Transfer.- №35 (6).- 1992.- 1495

69. Delvosalle C., Vanderschuren J., Gas-to-particle and particle-to-particle heat transfer in fluidized beds of large particles, Chem. Eng. Sci.- №40 (5).- 1985.- 769.

70. Toda M., Shimizu T., Saito S., Maeda S., Preprint for 37th Annual Meeting of Society of Chemical Engineers, Japan.- 1972.- B-310.

71. Furuta T., Tsujimoto S., Okazaki M., Toei R., Concentration distribution of particles in solid-liquid two-phase flow through vertical pipe, Kagaku Kogaku Ronbunshu 4 (1978) 105.

72. Brandon C. A., Thomas D. G., Transport characteristics of suspensions, in: Proceedings of the Fourth International Heat Transfer Conference.- Paris.- Paper CT-2.1.- 1970.

73. Zisselmar R., Molerus O., Investigation of solid-liquid pipe flow with regard to turbulence modification, Chem. Eng. J.-№18.- 1979.- 233-239.

74. Özbelge T.A., Location of heat transfer enhancement, Int. J. Multiphase Flow.-№ 19 (3).- 1993.- 535-538.

75. Özbelge T.A., Köker S.H., Heat transfer enhancement in water-feldspar upflows through vertical annuli, Int. J. Heat Mass Transfer.- №39 (1).- 1996.- 135-147.

76. Özbelge T.A., Heat transfer enhancement in turbulent upward flows of liquid-solid suspensions through vertical annuli, Int. J. Heat Mass Transfer 44.- 2001.- 3373-3379.

77. Özbelge T.A., Beyaz A., Dilute solid-liquid upward flows through a vertical annulus in a closed-loop system. Int. J. Multiphase Flow.- №27(4).- 2001.- 737-752.

78. Язьков А.В. Исследование теплообмена между погружным электродвигателем и песчано-жидкостной смесью // Проблемы геологии и освоения недр: Сб. науч. тр. – Томск, 2008. – С. 505 - 507.

79. Язьков А.В. Особенности теплообмена погружного электродвигателя с жидкостным потоком в условиях выноса механической примеси // Нефтяное хозяйство. - 2008. - № 12. - С. 84-87.

80. Язьков А.В. Влияние механической примеси на тепловой режим погружного электродвигателя / А. Т. Росляк, В. Н. Арбузов // Современные технологии для ТЭК Западной Сибири: Сб. науч. тр. – Тюмень, 2008. – С. 172- 178.

81. Yazkov A.V. Comprehensive Model of Heat Transfer between ESP Motor and Multiphase Fluid Included Solid Phase // ECMOR XI -

11th European Conference on the Mathematics of Oil Recovery. – 2008. –
C.1.